F 123

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

261 3

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

REFERALVA

1
ANUL X
1960

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI
DE
ENERGETICĂ

1

ANUL X

1960

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

COMITETUL DE REDACȚIE

Acad. I. S. GHEORGHIU, R. RĂDULEȚ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil;* A. AVRAMESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.; M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.; C. APETREI — *redactor responsabil adjunct;* G. BĂRĂNESCU; I. BLUM; E. ARIE — *secretar științific;* C. BÎLĂ; V. PIMSNER; M. ROSEMBERG

STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ
APARE DE 4 ORI PE AN
Redacția: BUCUREȘTI Șos. Vitan nr. 236

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul X, nr. 1 1960

SUMAR

ENERGETICĂ GENERALĂ Pag.

A. SZMUK şi A. SOCI, Evoluţia în perspectivă a indicilor economici ai centralelor clasice din R.P.R. comparativ cu ai centralelor atomoelectrice 9

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

F. WESTFRIED şi C. CAZACU, Asupra rezistenţei hidro-aerodinamice a straturilor de particule fluidizate într-un curent ascendent de fluid 21
N. ANTONESCU, Calculul termic al cazanelor pentru regimuri de lucru diferite de un regim cunoscut 33
G. SINGER şi I. CARABOGDAN, Determinarea punctelor caracteristice ale cenuşelor unor ligniţi 49
A. C. VASILESCU şi V. PIMSNER, Scheme pentru folosirea turbinei de gaz metan 59

TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR

I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU şi B. BERCOVICI, Studiu asupra posibilităţilor de reducere a conţinutului de steril din ligniţi prin spălare cu lichide grele. III. Cercetări privind descenuşarea mărunţilor de lignit din bazinul carbonifer Sărmăşag 85
I. BLUM şi I. NISTOR, Elemente caracteristice în procesul de cocsificare al cărbunelui. II. Asupra descompunerii huilelor în procesele pirogenetice 101

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

A. AVRAMESCU, Contribuţii la calculul încălzirii contactelor electrice plane finite 111
C. APETREI, Criterii pentru aprecierea tehnico-economică a schemelor de excitaţie a maşinilor sincrone 127
D. CREŢU, Studiu critic experimental al schemelor de forţare a excitaţiei generatoarelor sincrone 145
V. M. POPOV, Noi criterii de stabilitate pentru sistemele automate neliniare 159
D. N. NESTORESCU, Influenţa sarcinii asupra funcţionării amplificatorului sensibil la fază de curent alternativ 175

NOTE 191

RECENZII 197

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome X, N° 1 1960

SOMMAIRE

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE

A. SZMUK et A. SOCI, L'évolution en perspective des indices économiques des centrales classiques de la République Populaire Roumaine par rapport à ceux des centrales électriques nucléaires 9

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

F. WESTFRIED et C. CAZACU, De la résistance hydro-aérodynamique des couches de particules fluidisées dans un courant de fluide ascendant . . . 21
N. ANTONESCU, Calcul thermique des chaudières pour des régimes de travail différant d'un régime connu 33
G. SINGER et I. CARABOGDAN, Détermination des points caractéristiques des cendres de quelques lignites. 49
A. C. VASILESCU et V. PIMSNER, Schémas pour l'utilisation de la turbine au gaz méthane 59

TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES

I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU et B. BERCOVICI, Étude sur les possibilités de réduction de la teneur en stérile des lignites par leur lavage avec des liquides lourds. Note III 85
I. BLUM et I. NISTOR, Eléments caractéristiques dans le processus de cokéfaction des charbons. Note II. De la décomposition des houilles dans les processus pyro-génétiques 101

ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE

A. AVRAMESCU, Contribution au calcul de l'échauffement des contacts électriques plans finis 111
C. APETREI, Critériums pour l'appréciation technique et économique des schémas d'excitation des machines synchrones 127
D. CREȚU, Etude critique expérimentale des schémas d'excitation à flux forcé des génératrices synchrones 145
V. M. POPOV, Nouveaux critériums de stabilité pour les systèmes automatiques non linéaires 159
D. N. NESTORESCU, Influence de la charge sur le fonctionnement d'un amplificateur sensible à la phase du courant alternatif 175

NOTES 191

COMPTES RENDUS 197

ÉDITIONS DE L'ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том X, № 1 1960

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА Стр.

А. СМУК и А. СОЧ, Перспективное развитие экономических показателей классических электростанций РНР по сравнению с атомными электростанциями 9

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

Ф. ВЕСТФРИД и К. КАЗАКУ, О гидро-аэродинамическом сопротивлении кипящего слоя частиц в восходящем потоке жидкости или газа 21
Н. АНТОНЕСКУ, Технический расчет котлов для рабочих режимов, отличающихся от обычного режима 33
Г. ЗИНГЕР и И. КАРАБОГДАН, Определение характеристических точек золы некоторых лигнитов 49
А. К. ВАСИЛЕСКУ и В. ПИМЗНЕР, Схемы для использования турбины с расширением метана 59

ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА

И. БЛЮМ, А. БЭДЭРЭУ и Б. БЕРКОВИЧ, Исследование возможности снижения содержания балласта в лигнитах , путем их промывки тяжелым раствором. Сообщение III 85
И. БЛЮМ и И. НИСТОР, Характеристические элементы коксования углей. Сообщение II. О разложении каменных углей в пирогенетических процессах 101

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛКТРОТЕХНИКА

А. АВРАМЕСКУ, К расчету нагрева плоских конечных электрических контактов 111
К. АПЕТРЕЙ, Критерии для технико-экономической оценки схем возбуждения синхронных машин 127
К. КРЕЦУ, Критическое опытное исследование схем возбуждения синхронных генераторов 145
В. М. ПОПОВ, Новые критерии устойчивости для нелинейных автоматических систем 159
Д. НЕСТОРЕСКУ, Влияние нагрузки на работу фазочувствительного усилителя переменного тока 175

ЗАМЕТКИ 191

РЕЦЕНЗИИ 197

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ÎN ATENȚIA AUTORILOR LUCRĂRILOR PREZENTATE SPRE PUBLICARE ÎN REVISTA „STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ"

1. Revista „Studii și cercetări de energetică" publică rezultate originale ale unor cercetări teoretice și experimentale în domeniile : energetică generală, termoenergetică și termotehnică, tehnologia combustibililor, electroenergetică și electrotehnică — sub formă de articole sau note.

2. Temele abordate trebuie să prezinte interes pentru economia națională, sau să reprezinte contribuții la rezerva științifică de viitor. Nivelul lucrărilor trebuie să corespundă celor mai recente realizări științifice și tehnice din domeniul respectiv. Se cere ca lucrarea să conțină — unde este necesar — verificări experimentale, sau să prezinte realizări concrete. Se va acorda o deosebită atenție concluziilor practice și analizei tehnico-economice necesare pentru a fixa importanța aplicării în practică a lucrării.

3. Revista mai cuprinde și rubricile : „Discuții", „Note", „Din activitatea Institutului de energetică", „Recenzii".

4. Cu privire la structura articolelor se recomandă următoarele :

a) Introducerea va avea ca scop : situarea lucrării pe fondul cunoștințelor actuale și desemnarea obiectivelor urmărite ; de asemenea indicarea metodelor utilizate.

b) Tratarea lucrării va trebui să fie unitară și cît mai concisă. Diferitele aspecte discutate vor fi evidențiate la nevoie prin subcapitole, numerotate după clasificare zecimală și prevăzute cu subtitluri. În deducerile matematice se vor preciza premisele, ipotezele, simplificările adoptate și se vor discuta rezultatele, erorile, posibilitățile și comoditatea aplicării. Deducerile matematice se vor reduce la minimum ; ele se pot prezenta în anexe, spre a ușura citirea și urmărirea fondului lucrării.

c) Concluziile vor sintetiza rezultatele obținute, indicîndu-se limita de valabilitate și aplicațiile posibile.

d) Bibliografia trebuie să fie cît mai completă. Se va indica : numele autorului, pronumele sau inițialele, titlul în limba în care a apărut ; pentru periodice : titlul periodicului (cu utilizarea prescurtărilor recomandate de I.S.O./R. 4) numărul volumului sau anului, numărul fasciculei, data fasciculului (între paranteze), pagina referită (sau prima și ultima pagină citată) ; pentru cărți și publicații separate : tomul sau volumul, eventual partea sau capitolul ; ediția, locul de apariție ; editura prescurtat, anul apariției, pagina. Datele bibliografice se trec la sfîrșitul articolului în ordinea citării în text. În lucrare trimiterile la bibliografie se dau prin numere de ordine închise în paranteze pătrate.

e) Rezumatul (1/2—1 pagină) va fi întocmit în raport cu volumul articolului și va cuprinde concluziile principale.

5. Lucrările propuse spre publicare vor fi predate în 4 exemplare, dactilografiate pe cîte o singură pagină la două rînduri (2000 semne pe pagină), fără corecturi, intervenţii manuscrise sau în culori.

Unul din exemplare va fi exemplarul original (dactilografiat cu panglică) pe hîrtie netransparentă.

6. Se recomandă ca articolele publicate în „Studii şi cercetări de energetică" să nu depăşească 15 pagini dactilografiate.

7. Titlul articolului va fi urmat eventual de subtitlu, de pronumele şi numele autorului sau autorilor. Se va indica data şi locul prezentării în şedinţă publică.

8. Mărimile, unităţile, simbolurile, scrierea formulelor, se vor utiliza în conformitate cu standardele de stat în vigoare, sau în lipsa acestora în conformitate cu dispoziţiile sau uzanţele internaţionale. Formulele se vor scrie de mînă cît mai citeţ, în tuş, astfel încît să apară cît mai clar indicii şi exponenţii.

Se vor numerota formulele principale, numerotarea făcîndu-se în continuare, cu cifre arabe aşezate între paranteze rotunde.

Manuscrisele se vor trimite la sediul Institutului de energetică, Bucureşti, Şos. Vitan nr. 236, raionul Tudor Vladimirescu.

EVOLUȚIA ÎN PERSPECTIVĂ A INDICILOR ECONOMICI AI CENTRALELOR CLASICE DIN R.P.R. COMPARATIV CU AI CENTRALELOR ATOMOELECTRICE*)

DE

ALEXANDRU SZMUK și ANTOANETA SOCI

Lucrarea de față se ocupă cu studiul evoluției indicilor economici ai centralelor electrice din R.P.R. și compararea lor cu cei ai centralelor atomoelectrice, în scopul determinării perioadei în care centralele atomoelectrice vor putea concura din punct de vedere economic cu cele termoelectrice clasice. Indicii economici care s-au luat în considerare sînt prețul de cost al kWh produse și investiția specifică pe kW instalat.

Studiul evoluției incidilor centralelor clasice se bazează pe date referitoare la realizările de pînă acum ale unor centrale existente și pe devizele întocmite pentru centrale noi proiectate precum și pe unele ipoteze asupra factorilor care influențează variația acestor indici în perspectivă.

Datele privind indicii economici ai centralelor atomoelectrice au fost culese din literatura de specialitate din străinătate.

În ceea ce privește rezultatele numerice ale studiului, acestea vor trebui să fie corectate pe măsură ce ele se vor putea preciza în viitor și desigur că și concluziile vor trebui să fie adaptate în consecință.

1. Dintre centralele termoelectrice clasice din R.P.R. s-au ales cîteva mai mari, moderne, reprezentative spre a fi luate în considerare pentru stabilirea indicilor economici. În ceea ce privește această alegere, trebuie menționat de la început că în centralele noastre termoelectrice cu abur sînt utilizați drept combustibil atît combustibilii inferiori — ligniți și cărbuni bruni —, cît și cei superiori — gazele naturale și păcura. În mare măsură sînt folosite în centralele termoelectrice sorturile de la extremele gamei de combustibili, iar cei din partea de mijloc — cărbuni bruni cu putere calorifică mai mare și huilele — sînt destinați proceselor de cocsificare și doar în mică măsură se folosesc în scopuri energetice. Această mare varietate a combustibililor utilizați în centralele termoelectrice este

*) Lucrare comunicată la Sesiunea Institutului de energetică din 17—18 aprilie 1959.

reflectată şi în preţul de cost al kWh produse de centralele termoelectrice, ţinînd seama de faptul că preţurile de vînzare ale kcal conţinute în diverşii combustibili variază în proporţie de circa 4/1 de la gazele naturale şi pînă la sorturile inferioare de ligniţi. Preţul de vînzare al combustibililor reflectă politica de preţuri, care caută să atenueze într-o oarecare măsură diferenţele excesive ale preţurilor de cost la care sînt produşi combustibilii cei mai buni spre deosebire de cei mai săraci.

O primă caracteristică a preţului de cost al kWh produse în centralele termoelectrice din R.P.R., este variaţia acestuia în limite încă mari,

Tabela 1

Centrala electrică	Preţ de cost al kWh	Combustibilul utilizat, %				Compon. preţ de cost al kWh, %			
		gaze	păcură	ligniţi	mixte Valea Jiului	cheltuieli fixe	cheltuieli de combustibil	cheltuieli de exploatare	(din care salarii)
C_1	1	100				31,8	54,9	13,3	(6,2)
C_2	1,53	57	43			26	55	19	(6,4)
C_3	3,1	27	13	60		19	71,5	9,5	(3,8)
C_4	2,7	—	31	—	69	25,1	60,2	14,7	(7,3)

în funcţie de combustibilul utilizat în centrale, deoarece cheltuielile de combustibil deţin o pondere însemnată în acesta. Pentru urmărirea acestui aspect, se dau în tabela 1, pentru cîteva centrale mai importante din R.P.R., pentru anul 1957, preţurile de cost ale kWh raportate la cel al centralei termoelectrice arzînd gaze naturale şi ponderile termenilor ce-l compun, cu specificaţia combustibilului utilizat.

Datele din tabel ilustrează şi un alt fenomen şi anume că aproape fiecare din centralele noastre termoelectrice actuale, cu puţine excepţii, folosesc mai multe feluri de combustibili. Astfel, în unele centrale cu gaze naturale se foloseşte iarna păcură, pentru a elibera gazele naturale şi a le putea dirija spre acoperirea necesităţilor; numai centralele cu gaze de joasă presiune, amplasate chiar în cîmpurile cu gaze, folosesc drept combustibil exclusiv gazele naturale. De asemenea, centralele termoelectrice cu cărbuni inferiori folosesc şi un anumit procent de combustibili superiori — păcură şi gaze naturale — din diferite motive tehnico-economice : asigurarea flăcării în focare la sarcini mici, mărirea randamentului arderii, folosirea disponibilităţilor de gaze de sondă etc. Această utilizare combinată a combustibililor superiori şi inferiori în cadrul aceleiaşi centrale conduce la caracterizarea tipurilor de centrale după proporţia între combustibilii inferiori şi cei superiori folosiţi. Dacă notăm cu α_c coeficientul de folosire a combustibililor inferiori, centralele termoelectrice care ard exclusiv combustibili superiori se vor exprima printr-un coeficient $\alpha_c = 0$; cele care ard exclusiv ligniţi sau cărbuni bruni prin $\alpha_c = 1$.

Dacă se reprezintă preţul de cost al kWh produse de centralele termoelectrice, în funcţie de procentul de folosire a combustibililor inferiori, se obţine o diagramă care oglindeşte variaţia preţurilor de cost ale energiei electrice produse de cele mai diferite centrale termoelectrice (fig. 1).

Diagrama arată influenţa naturii combustibilului utilizat în centrală asupra preţului de cost al kWh.

În aceeaşi figură 1 este reprezentată şi variaţia componentei din preţul de cost al kWh aferentă cheltuielilor de combustibil, tot în funcţie de α_c. Curba obţinută are o alură asemănătoare cu prima, avînd un decalaj faţă de aceasta care reprezintă cheltuielile de amortizări, de exploatare şi altele în preţul energiei electrice.

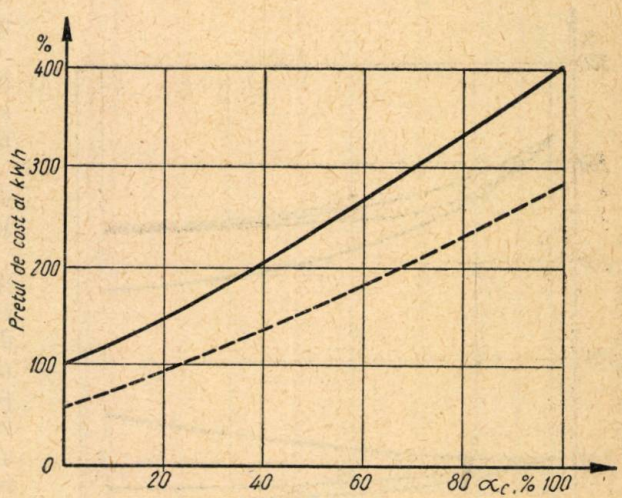


Fig. 1. — Variaţia preţului de cost al kWh termoelectrice şi a cheltuielilor de combustibil în funcţie de coeficientul de folosire a combustibililor inferiori;
——— curba preţului de cost al kWh;
– – – curba componentei sale privind cheltuielile de combustibil.

Se poate observa că centralele termoelectrice cu $\alpha_c = 1$ se caracterizează printr-o pondere foarte mare a cheltuielilor de combustibil, iar cele cu $\alpha_c = 0$ printr-o pondere mai moderată, totuşi suficient de mare faţă de centralele termoelectrice străine.

Deosebirea care există între valoarea globală a preţului kWh din centralele termoelectrice care ard exclusiv combustibili inferiori, respectiv superiori, precum şi a ponderii diferiţilor termeni componenţi ai preţului de cost al kWh, duce la luarea în consideraţie, pentru compararea cu centrala atomoelectrică, numai a două tipuri de centrale şi anume:

— centrale tip T_1 pentru centralele termoelectrice care utilizează combustibili inferiori (ligniţi);

— centrale tip T_2 pentru cele care utilizează combustibili superiori (gaze naturale).

În tabela 2 se redau ponderile elementelor care compun preţul de cost al kWh în centralele tip T_1 şi T_2.

Tabela 2

Elementele preţului de cost al kWh	Centrale termoelectrice tip T_1	Centrale termoelectrice tip T_2
	% din preţul de cost al kWh	% din preţul de cost al kWh
1. Amortizări	20	32
2. Cheltuieli de combustibili	70	55
3. Cheltuieli de exploatare	10	13
Total:	100	100
(din care salariile reprezintă)	(5)	(7)

2. Pentru a se putea urmări evoluţia în perspectivă a preţului de cost al kWh în centralele termoelectrice, s-a studiat separat fiecare tip de centrală T_1 şi T_2.

Pentru aprecierea variaţiei preţului de cost al kWh produse în centralele arzînd combustibili inferiori, s-au luat în consideraţie în principal doi factori care intervin şi anume :

— îmbunătăţirea în timp a randamentului şi a altor indici tehnico-economici ai centralelor ;

— variaţia preţului de vînzare al combustibililor ce alimentează centrala.

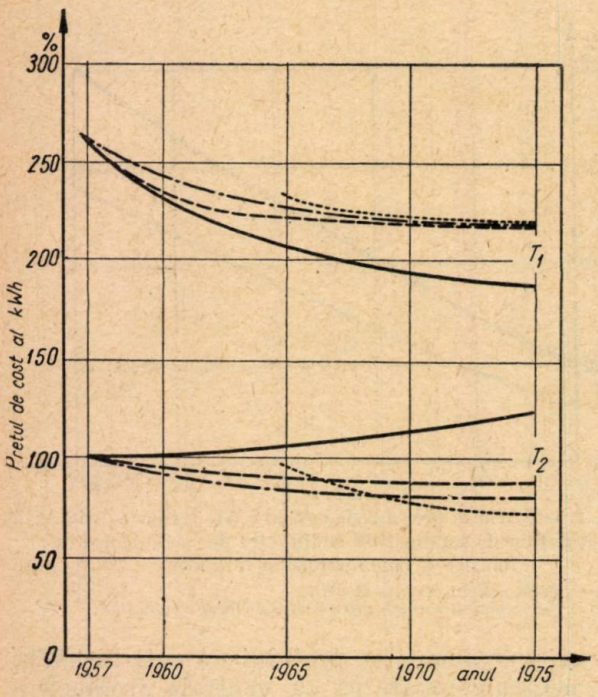


Fig. 2. — Evoluţia probabilă a preţului de cost al kWh în centralele termoelectrice româneşti de tip T_1 şi T_2 ;

— — — evoluţia preţului de cost al kWh pentru o centrală termoelectrică existentă ;

. . . . evoluţia preţului de cost al kWh pentru o centrală termoelectrică proiectată ;

—. —. —. evoluţia preţului de cost al kWh pentru centrale termoelectrice, fără a lua în considerare variaţia preţului combustibilului ;

——— evoluţia preţului de cost al kWh pentru centrale termoelectrice luînd în considerare variaţia preţului combustibilului.

Pentru a se putea lua în calcul efectul acestor doi factori şi pentru a se porni de la date existente cît mai certe, s-au ales atît pentru tipul T_1 cît şi pentru T_2 cîte două centrale şi anume : una modernă existentă, care are prevăzută posibilitatea de extindere în viitor, şi alta proiectată, care urmează să intre în funcţiune în cursul perioadei 1960—1965.

În primul rînd s-a ţinut seama de scăderea preţului de cost al kWh datorită intrării în funcţiune a centralei noi şi perfecţionărilor tehnice aduse în timp, atît centralei existente, cît şi centralei noi. Variaţia prezumată a preţului de cost al kWh din centralele existente, ca urmare a îmbunătăţirii randamentului şi a altor indici tehnico-economici ai centralelor este reprezentată în figura 2 prin linia întreruptă, cea a centralei proiectate din linie punctată, iar media lor prin curba linie-punct.

Pentru a se putea lua în calcul efectul variaţiei preţului combustibilului livrat centralei termoelectrice asupra preţului de cost al energiei electrice, s-au stabilit unele ipoteze asupra variaţiei preţului de cost şi a preţului de vînzare a combustibililor respectivi.

În ceea ce priveşte ligniţii, s-a presupus că deşi se va extinde mult exploatarea acestora, rezervele importante de care se dispune vor permite

să nu se înrăutățească condițiile de exploatare, fapt ce va duce la o scădere a prețului de cost, datorită îmbunătățirii tehnice din minele de lignit din R.P.R. S-a presupus că curba descreșterii în timp a prețului de vînzare a ligniților va urma îndeaproape curba de descreștere a prețului lor de cost.

În ceea ce privește evoluția prețului gazelor naturale, se presupune o creștere mai accentuată a prețului mediu pe întreaga ramură a gazelor naturale, datorită măririi distanței medii de transport pe conducte, ceea ce va duce la cheltuieli mai mari la stațiile de comprimare mecanică.

S-a presupus că curba de creștere în timp a prețului de vînzare a gazelor naturale va avea o pantă mai accentuată decît în cazul celei corespunzătoare ligniților, ținînd seama de tendința de apropiere a prețurilor de vînzare ale kcal din gaze naturale și lignți, între care actualmente este o diferență însemnată.

În funcție de variațiile prezumate ale prețurilor combustibililor pînă în 1975, s-au recalculat prețurile de cost ale energiei electrice ce se va produce în centralele de tip T_1 și T_2, prețuri stabilite anterior pe baza influenței doar a primului factor. Această recalculare s-a făcut prin afectarea variației prețului de vînzare a combustibilului la componenta cheltuielilor de combustibili din prețul de cost total al energiei electrice produse în centralele termoelectrice. După cum rezultă din tabela 2, componenta cheltuielilor de combustibil deține 70% din prețul de cost total al energiei produse în centralele de tip T_1, iar în cazul centralei termoelectrice de tip T_2 deține 55% din prețul de cost corespunzător tipului T_2.

În figura 2 sînt reprezentate, cu linie plină, curbele de variație ale prețului de cost al energiei electrice care iau în considerare variația prețului combustibilului, pentru cele două tipuri T_1 și T_2, în perspectiva anului 1975. Curbele rezultate sînt transpuse și în figura 3, pentru a se compara cu evoluția prețului de cost din centralele atomoelectrice. Totodată aceste două curbe pot fi considerate și limitele unei zone în care se va situa costul energiei electrice produse într-o centrală folosind simultan mai mulți combustibili.

3. Pentru a avea un tablou complet al prețului la care se produce kWh în centralele din țară de toate tipurile, s-a reprezentat și prețul kWh produse în centralele hidroelectrice.

În ceea ce privește energia hidroelectrică, este de remarcat că în condițiile țării noastre există posibilități de a construi centrale de bază cu indici economici foarte favorabili — cum sînt centralele de pe Dunăre — precum și centrale de bază și semibază pe cursurile interioare de apă, cu indici economici mai puțin favorabili. În consecință, s-au ales două tipuri reprezentative de centrale de bază și semibază și anume:

tipul H_1 centrală pe curs de apă interior,

tipul H_2 centrală pe Dunăre.

Este interesant a reprezenta și tipul de centrală de vîrf cu supraechipare pe rîuri interioare, cu toate că prezentarea lor este numai orientativă. În cele ce urmează, acest tip este notat cu H_3.

Variația prezumată a prețului de cost al energiei electrice produse în aceste trei tipuri de centrale este reprezentată tot în figura 3. Caracterul ascendent al acestor curbe în raport cu timpul provine din faptul că în

fiecare categorie de centrale se vor amenaja cu prioritate centralele cu un preţ de cost al energiei electrice produse mai redus.

4. Cel de-al doilea indice economic considerat, investiţia specifică pe kW instalat, este foarte important, de multe ori chiar hotărîtor în alegerea unei anumite centrale electrice.

Pentru determinarea variaţiei probabile în timp a investiţiei specifice, pentru fiecare tip de centrală romînească T_1, T_2, H_1, H_2, H_3, s-au considerat valorile concrete ale investiţiei specifice pentru centrale existente şi proiectate, pentru cele proiectate apreciindu-se şi termenele de punere în funcţiune. Pentru centralele hidroelectrice s-a luat în considerare intrarea în funcţiune în ordinea economicităţii, pentru fiecare categorie de vîrf şi de bază. Valorile respective au fost raportate la investiţia specifică pentru anul 1957 a centralei termoelectrice de tip T_2, considerată 100%.

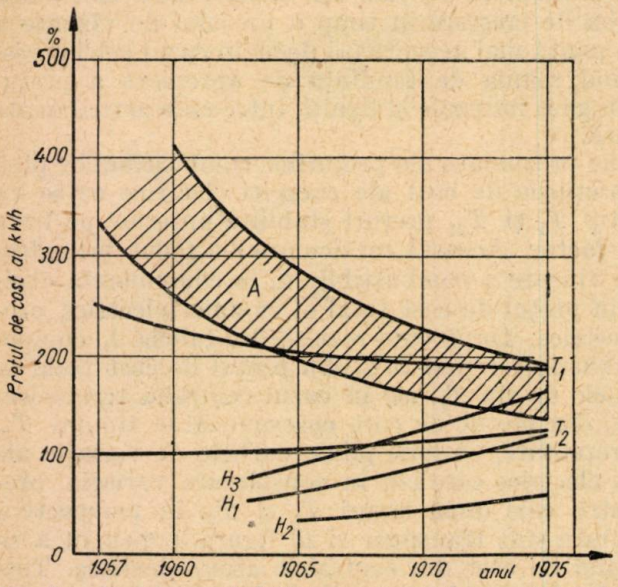


Fig. 3. — Variaţia probabilă în perspectivă a preţului de cost al kWh produse în diferite tipuri de centrale electrice;

T_1 — centrală termoelectrică arzînd combustibili inferiori;
T_2 — centrală termoelectrică arzînd combustibili superiori;
H_1 — centrală hidroelectrică de bază şi semibază pe cursuri interioare de apă;
H_2 — centrală hidroelectrică pe Dunăre;
H_3 — centrală hidroelectrică de vîrf cu supraechipare pe cursuri interioare de apă;
A — zona centralelor atomoelectrice.

Investiţiile specifice din centralele termoelectrice cu cărbuni vor descreşte pe măsură ce puterea grupurilor şi a centralelor va creşte.

Investiţiile specifice pentru centralele cu cărbuni — ligniţi — care astăzi sînt mai mari decît pentru cele cu gaz, vor rămîne în aceeaşi situaţie relativă şi în 1975.

Investiţiile specifice ale centralelor hidroelectrice sînt foarte diferite, după caracterul lor şi anume cele pe Dunăre au investiţiile specifice cele mai mici, apoi urmează centralele de vîrf şi apoi centralele de bază şi semibază pe rîuri interioare. Se poate observa tendinţa de creştere a investiţiilor specifice, la toate tipurile de hidrocentrale, datorită faptului că ordinea de preferinţă a amenajărilor este în general dictată de criteriul de economicitate.

Aspectele menţionate se pot urmări în figura 4.

S-a mai făcut o comparaţie ţinîndu-se seama la centralele termoelectrice clasice nu numai de investiţiile din centralele propriu-zise, ci şi de

investiţiile specifice din industria extractivă necesare pentru producţia combustibililor respectivi (curbele T'_1 şi T'_2 din figura 4).

Valoarea ridicată a investiţiilor solicitate de centralele hidroelectrice se explică prin construcţiile hidrotehnice solicitate de acestea. Dar pentru comparabilitate trebuie adăugate la investiţiile specifice pentru centralele termoelectrice şi investiţiile specifice pentru obţinerea combustibililor necesari funcţionării centralelor, deoarece, privind din punctul de vedere al economiei naţionale, o dată cu investiţiile pentru instalarea unei centrale termoelectrice sînt necesare investiţii şi pentru extracţia combustibililor solicitaţi de ea. Folosindu-se pentru centralele cu cărbuni datele privind investiţiile specifice pentru deschideri de mine, s-a calculat investiţia ce ar fi necesară pentru crearea unei capacităţi de extracţie anuale care să asigure cu cărbuni un kW instalat în centrală în ipoteza că aceasta funcţionează 6 000 ore de utilizare anual. În mod analog s-a calculat investiţia necesară pentru crearea de capacităţi de extracţie de gaze naturale. Investiţiile specifice suplimentare, pentru deschiderea minei sau cîmpului de gaze naturale, s-au adăugat investiţiilor specifice ale centralelor de tip T_1 respectiv T_2. În felul acesta s-au obţinut curbele T'_1 şi T'_2 reprezentate în figura 4.

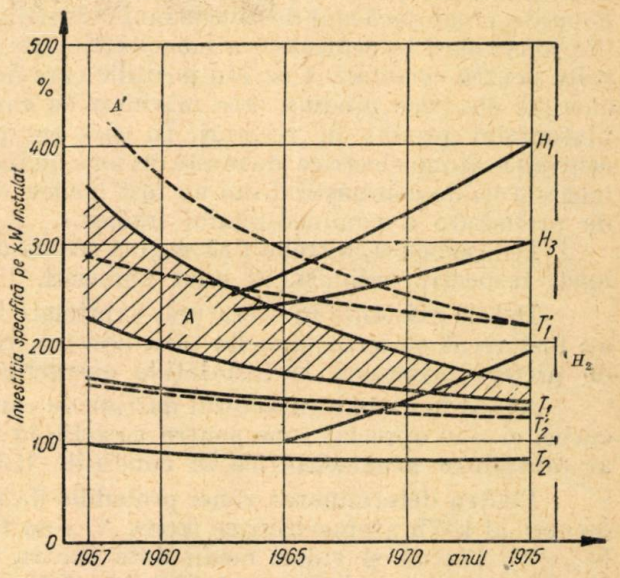


Fig. 4. — Variaţia probabilă în perspectivă a investiţiei specifice pentru diferite tipuri de centrale electrice;
T_1, T_2, H_1, H_2, H_3 şi A au aceleaşi semnificaţii ca în figura 3;
T'_1 — centrală termoelectrică tip T_1 inclusiv baza de combustibil;
T'_2 — centrală termoelectrică tip T_2 inclusiv baza de combustibil;
A' — curba centralelor atomoelectrice inclusiv baza de combustibil nuclear.

5. În cele prezentate s-a arătat metoda întrebuinţată pentru a ajunge la cîte o curbă care să reprezinte evoluţia, în perspectiva anului 1975, a indicilor economici preţ de cost al kWh şi investiţii specifice pe kW instalat în centralele termoelectrice romîneşti, respectiv hidroelectrice, pentru a fi comparaţi cu cei ai centralelor atomoelectrice. Pentru centralele atomoelectrice, datele referitoare la indicii economici provin din diferite surse şi sînt repartizate pe o zonă foarte largă, atît datorită varietăţii largi de tipuri de centrale atomoelectrice cît şi concepţiilor diferite care stau la baza calculării. De multe ori valorile preţurilor de cost ale kWh sau investiţiilor specifice sînt date fără a se indica modul în care au fost calculate şi de la ce ipoteze s-a pornit. Pe de altă parte, atunci cînd se dau

aprecieri globale asupra evoluţiei probabile în timp a acestor indici economici ai centralelor atomoelectrice, de multe ori nu se precizează la care tipuri de reactori şi centrale atomoelectrice se referă.

La aceasta se adaugă faptul cel mai important, şi anume acela că nu există nici o experienţă industrială suficientă în construcţia şi exploatarea centralelor atomoelectrice. Cele mai multe date sînt bazate pe proiecte sau antecalcule. Chiar datele privind cele cîteva centrale atomoelectrice în funcţiune nu sînt concludente, pentru că se referă la centrale experimentale, chiar dacă sînt de dimensiuni industriale. De multe ori la cheltuielile referitoare la centralele atomoelectrice se adaugă şi sume mari cheltuite pentru cercetări. Una din poziţiile care deformează preţul de cost al energiei electrice produse este mărimea cu care se ia în calcul vînzarea plutoniului produs în reactori. În ceea ce priveşte investiţiile pentru centralele atomoelectrice, de multe ori nu s-au inclus în acestea costul primei încărcături de combustibil sau au fost incluse costurile privind instalaţiile de prelucrare a combustibilului iradiat.

De asemenea, a trebuit să se ţină seama de caracterul exagerat optimist, respectiv pesimist, al unor aprecieri.

Datele existente în literatură, exprimate în valuta ţărilor respective, au fost recalculate în moneda ţării noastre, ţinînd seama de raporturile de preţuri privitoare la instalaţiile energetice.

Avînd în vedere caracterul datelor de care dispunem nu s-au trasat curbe, ci s-au apreciat zone pentru variaţia în timp a indicilor economici ai centralelor atomoelectrice în condiţiile R.P.R.

Pentru determinarea zonei probabile de variaţie în timp a preţului de cost al kWh atomoelectrice (zona A) s-au folosit atît estimări globale [1], [2], [3] cît şi valori medii date pentru fiecare tip de reactor [4], [5], [6], [7] şi valori disparate [8,] [9], [10] reprezentînd date de proiect sau în puţine cazuri date rezultate dintr-o perioadă scurtă a funcţionării centralelor atomoelectrice noi instalate.

Pe baza acestora s-a stabilit o zonă de evoluţie în perspectivă a preţului de cost al kWh atomoelectrice, reprezentată în figura 3 împreună cu curbele de variaţie corespunzătoare pentru centralele clasice din R.P.R.

În figura 4 este reprezentată zona probabilă de evoluţie în perspectivă a investiţiilor specifice în centralele atomoelectrice (zona A), luate din literatură [4], [6], [8], [9], [10], [11], [12], [13] şi recalculate pentru condiţiile ţării noastre. De asemenea, s-a trasat şi curba medie A', obţinută prin adăugarea la investiţiile centralelor atomoelectrice a investiţiilor specifice necesare creării unei baze de combustibii nuclear, fără să se ia în considerare instalaţiile pentru îmbogăţirea uraniului [14].

6. Din compararea evoluţiei în perspectivă a preţului de cost al energiei produse (fig. 3) şi a investiţiilor specifice (fig. 4) ale diferitelor centrale clasice din R.P.R., cu acelea din centralele atomoelectrice recalculate în condiţiile R.P.R., rezultă următoarele:

Încă înainte de sfîrşitul perioadei 1960—1965, centralele atomoelectrice vor fi probabil competitive cu cele clasice, din punctul de vedere al preţului de cost al kWh. În perioada 1964—1975, preţul de cost al kWh din

centralele atomoelectrice va scădea sub acela din centralele cu abur pe ligniți (T_1) și se va apropia la sfîrșitul acestei perioade de prețul de cost al kWh din centralele cu aburi pe gaze naturale (T_2). În toată perioada considerată prețul de cost al kWh din centralele atomoelectrice va rămîne deasupra prețului din centralele hidroelectrice de bază atît a celor pe Dunăre (H_2) cît și a celor pe rîuri interioare (H_1).

În ceea ce privește investițiile specifice, se observă că în toată perioada considerată investițiile specifice necesare construirii centralelor atomoelectrice (zona A) sînt mai mari decît cele necesare pentru centralele termoelectrice (curbele T_1 și T_2). La începutul perioadei, diferențele sînt apreciabile, iar spre sfîrșit devin destul de mici.

Dacă comparăm curba investițiilor specifice ale centralelor termoelectrice, incluzînd și investițiile specifice pentru baza de combustibil (T_1' și T_2'), cu curba centralelor atomoelectrice inclusiv a bazei de combustibil (A'), rezultă de asemenea că aceasta din urmă (A') rămîn deasupra curbelor (T_1' și T_2').

Investițiile specifice din centralele atomoelectrice inclusiv investițiile specifice pentru combustibilul nuclear (zona A') rămîn desigur deasupra acelor din centralele hidroelectrice de pe Dunăre (tip H_2) și se apropie de cele ale centralelor hidroelectrice de bază de pe rîurile interioare.

Din aceste comparații ale indicilor economici ai centralelor clasice cu cei ai centralelor atomoelectrice, reiese că deocamdată centralele atomoelectrice nu au indici economici suficient de favorabili pentru a fi construite în R.P.R.

Țara noastră posedă resurse energetice clasice pentru producerea energiei electrice, fără să fie obligată a apela deocamdată la energia nucleară, cu alte cuvinte poate aștepta pînă ce centralele atomoelectrice vor putea concura din punct de vedere economic cu centralele clasice.

Deși în articol s-au prezentat din punct de vedere economic mai multe tipuri caracteristice de centrale electrice romînești, compararea indicilor economici ai centralelor atomoelectrice interesează îndeosebi cu cei ai centralelor termoelectrice arzînd ligniți.

În ceea ce privește folosirea gazelor naturale în centrale electrice, aceasta, pe lîngă problema rezervelor, este condiționată și de necesitățile de folosire a lor pentru chimizare, pentru producere de căldură în anumite procese industriale, și pentru folosințe gospodărești și comunale.

Centrale hidroelectrice pe Dunăre sînt avantajoase atît din punctul de vedere al prețului de cost al kWh cît și al investițiilor specifice, iar centralele de bază și semibază de pe rîuri interioare din punctul de vedere al prețului de cost al kWh.

În concluzie, ținînd seama că pe baza ipotezelor puse, rezultă că centralele atomoelectrice vor ajunge să aibă probabil încă înainte de 1965 un preț de cost al kWh mai scăzut decît centralele termoelectrice pe ligniți și că în perioada următoare de circa 10 ani și investițiile specifice se vor apropia ca ordin de mărime, se poate aprecia că în perioada 1965—1975 se va putea dezvolta o rețea de centrale atomoelectrice, cu o pondere din ce în ce mai mare în balanța energetică a țării noastre.

ПЕРСПЕКТИВНОЕ РАЗВИТИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КЛАССИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ РНР ПО СРАВНЕНИЮ С АТОМНЫМИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯМИ

РЕЗЮМЕ

В данной работе делается техно-экономическое сравнение — с точки зрения себестоимости выработанной энергии и удельных капиталовложений на 1 квт установленной мощности — между классическими электростанциями и атомными электростанциями, для того чтобы установить период, в котором последние смогут конкурировать — с экономической точки зрения — с классическими электростанциями в РНР.

На основании выдвинутых здесь предложений вытекает, что себестоимость 1 квт-часа на атомной электростанции, вероятно, раньше 1965 г. будет ниже себестоимости тепловых электростанций и что в последующем десятилетии удельные капиталовложения в атомных электростанциях будут приближаться к капиталовложениям для тепловых электростанций, можно сделать вывод, что за период 1965 — 1975 гг. можно будет создать сеть атомных электростростанций с преобладающим удельным весом в энергобалансе РНР.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Изменение себестоимости 1 квт-часа энергии, выработанной на ТЭС, а также расходов по топливу в зависимости от коэффициента использования низкосортного топлива.

——— кривая себестоимости 1 квт-часа;

– – – – кривая составляющей по расходам для топлива.

Рис. 2. — Возможное развитие себестоимости 1 квт-часа на ТЭС типа T_1 и T_2.

– – – – развитие себестоимости 1 квт-часа на существующей ТЭС;

. . . . развитие себестоимости 1 квт-часа для проектируемой ТЭС;

····· развитие себестоимости 1 квт-часа на ТЭС без учета изменения стоимости топлива;

——— развитие себестоимости 1 квт-часа на ТЭС с учетом изменения стоимости топлива.

Рис. 3. — Перспективное возможное изменение себестоимости 1 квт-часа электроэнергии, выработанной на разных типах электростанций.

T_1 — ТЭС для низкосортного топлива;

T_2 — ТЭС для высококачесвенного топлива;

H_1 — Гидроэлектростанция (ГЭС) основная и промежуточная на внутренних реках;

H_2 — Дунайская ГЭС;

H_3 — Пиковая ГЭС с высоким коэффициентом оборудования установки на внутренних реках;

A — Зона атомных электростанций.

Рис. 4. — Перспективное возможное изменение удельных капиталовложений для различных типов электростанций.

T_1, T_2, H_1, H_2, H_3 и A имеют то же значение, как на рис. 3.

T_1' — ТЭС типа T_1 включая топливную базу.

T_2' — ТЭС типа T_2 включая топливную базу.

A′ — средняя кривая атомных электростанций включая базу для ядерного горючего.

L'ÉVOLUTION EN PERSPECTIVE DES INDICES ÉCONOMIQUES DES CENTRALES CLASSIQUES DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE PAR RAPPORT À CEUX DES CENTRALES ÉLECTRIQUES NUCLÉAIRES

RÉSUMÉ

Les auteurs procèdent à une comparaison technique et économique, du point de vue du prix de revient de l'énergie électrique fournie et de l'investissement spécifique par kW installé, entre les centrales électriques classiques de la République Populaire Roumaine et les centrales électriques nucléaires, afin de déterminer la période dans laquelle les centrales électriques nucléaires pourront faire concurrence — du point de vue économique — aux centrales électriques classiques roumaines.

En vertu des hypothèses posées, il s'ensuit que, même avant 1965, le prix de revient d'un kWh fourni par une centrale électrique nucléaire sera inférieur à celui fourni par une centrale thermoélectrique brûlant du lignite. En outre, au bout d'une nouvelle période d'environ 10 ans, leurs investissements spécifiques seront du même ordre de grandeur. Il est donc permis d'espérer que, dans la période de 1965—1975, on pourra assister au développement d'un réseau de centrales électriques nucléaires dont l'importance dans la balance énergétique de la République Populaire Roumaine sera de plus en plus grande.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Variation du prix de revient d'un kWh thermo-électrique et des dépenses de combustible en fonction du coefficient d'utilisation des combustibles inférieures.

——— courbe du prix de revient d'un kWh;

— — — courbe de sa composante relative aux dépenses de combustible.

Fig. 2. — Evolution probable du prix de revient d'un kWh dans les centrales thermo-électriques roumaines des types T_1 et T_2.

— — — évolution du prix de revient d'un kWh fourni par une centrale thermo-électrique actuelle;

..... évolution du prix de revient d'un kWh dans le cas d'une centrale thermo-électrique à l'état de projet.

—.—.—. évolution du prix de revient d'un kWh fourni par une centrale thermo-électrique si l'on ne tient pas compte de la variation du prix du combustible.

——— évolution du prix de revient d'un kWh fourni par une centrale thermo-électrique, en tenant compte de la variation du prix du combustible.

Fig. 3. — Variation probable en perspective du prix de revient d'un kWh fourni par divers types de centrales électriques :

T_1 — centrale thermo-électrique brûlant des combustibles inférieurs;

T_2 — centrale thermo-électrique brûlant des combustibles supérieurs;

H_1 — centrale hydro-électrique de base et demi-base sur des cours d'eau intérieurs;

H_2 — centrale hydro-électrique sur le Danube;

H_3 — centrale hydro-électrique de pointe suréquipée sur des cours d'eau intérieurs.

A — zone des centrales électriques nucléaires.

Fig. 4. — Variation probable en perspective des investissements spécifiques pour les divers types de centrales électriques.

T_1, T_2, H_1, H_2, H_3, A gardent les mêmes significations que dans la figure 3.

T'_1 — centrale thermo-électrique du type T_1, y compris la base de combustible.

T'_2 — centrale thermo-électrique du type T_2, y compris la base de combustible.

A' — courbe moyenne des centrales électriques nucléaires, y compris la base de combustible nucléaire.

BIBLIOGRAFIE

1. CHRISTOPHER HINTON (SIR), *Zukunft der Kernenergie.* Archiv für Energiewirtschaft, **11**, *21*, 827 (1957).
2. * * * *AEK seeks to alloy bearishness on nuclear power.* Nucleonics, *4*, 17 (1957).
3. N. KARL MAYER, *The economic setting for nuclear power and heat development.* Raportul 2163. Second United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, Geneva, 1958.
4. J.S. DUCKWORTH, E. H. JONES, *Economic aspects of the United Kingdom nuclear power program.* Raportul 1446. Second United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, Geneva, 1958.
5. МЮЛЛЕР, *Перспективы экономичности атомной энергии.* Вопросы ядерной энергетики, 2, 13, (1957)
6. HEINZ KORNBICHLER, *Die Kostenstruktur beim Atomkraftwerk.* AEG Mitteilungen, **48**, *1*, 23 (1958).
7. ANDREAS SETZWEIN, *Der Einfluss des Kühlsystems auf die Wirtschaftlichkeit von Kernreaktoren.* Die Atomwirtschaft, **III**, *1*, 6 (1958).
8. H.A. SMITH, W.M. WALKER, N.L. WILLIAMS, E. CRISTOPH, *A study of full-scale, uranium, and heavy-water nuclear power plant.* Raportul 208. Second United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, Geneva, 1958.
9. G.R. MILNE, S.M. STOLLER, F.R. WARD, *The Consolidated Edison Company of New York Nuclear Electric Generating Station.* Raportul 1885. Second United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, Geneva, 1958.
10. * * * *Perspectives de l'énergie nucléaire comme nouvelle source d'énergie.* Analyse des communications de nature économique présentées à la Deuxième Conférence internationale des Nations Unies sur l'utilisation de l'énergie atomique à des fins pacifiques. Nations Unies, Genève, 1959, E/ECE/349, E/ECE/E P/206.
11. J.A. JUKES, *Les éléments du prix de revient de l'énergie nucléaire.* Din *L'industrie devant l'énergie nucléaire.* OECE, Paris, 1957.
12. J.L. OLSEN, E.C. SAVAGE, J.H. TUCKER, R.L. BECK, *The economic environment for nuclear power in Canada.* Raportul 207. Second United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, Geneva 1958.
13. * * * *К оценке стоимости выработки электроэнергии на атомных электростанциях.* Вопросы атомной энергетики, 6, 3, 1958.
14. M.J. ANDRIOT, M.J. GAUSSENS, *Cycles de combustibles. Production d'uranium, programme de centrales électriques et effort financier correspondant.* Raportul 1197. Second United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy. Geneva, 1958.

ASUPRA REZISTENŢEI HIDRO-AERODINAMICE A STRATURILOR DE PARTICULE FLUIDIZATE ÎNTR-UN CURENT ASCENDENT DE FLUID*)

DE

F. WESTFRIED şi C. CAZACU

1.1. Cunoaşterea fenomenului de fluidizare a pus încă de la începutul etapelor de cercetare problema stabilirii relaţiilor ce definesc comportarea dinamică a fazei mixte fluid — solid, în sensul determinării caracteristicilor de formare ale straturilor de particule fluidizate. După cum se ştie, aceste straturi se realizează la trecerea unui curent de fluid printr-un mediu solid pulverulent sau granular, astfel încît să se obţină o suspensie dispersă stabilă şi fără antrenări a solidului în faza fluidă.

Obţinerea unei atare suspensii care pune în joc suprafeţe mari de contact între cele două faze în permanentă mişcare de amestec, măreşte posibilităţile de activare ale proceselor fizico-chimice, caracteristice anumitor procedee tehnologice moderne.

Studiul rezistenţei hidro-aerodinamice a straturilor de particule fluidizate, ocupă un loc important în dinamica fenomenului de fluidizare, întrucît el stabileşte condiţiile de formare ale stratului şi, pe baze experimentale şi analitice, poate da indicaţii asupra stabilităţii fluidizării.

1.2. În cele ce urmează, analizînd comparativ rezultatele obţinute pînă în prezent de diferiţi cercetători, se vor stabili anumite aspecte interpretative ale fenomenului fluidizării, care se încadrează mai riguros faţă de datele experimentale prezentate în literatura de specialitate [1]—[11], căutînd a diferenţia calitativ şi cantitativ rezultatele anterioare în vederea obţinerii dependenţelor funcţionale care leagă pierderile de presiune pe înălţimea stratului de coeficientul de rezistenţă al stratului, de numărul Reynolds al curgerii fluidului, de fracţia de goluri, de diametrul particulelor şi de rugozitatea straturilor, de diametrul şi forma camerei de experimentare şi uneori de factorul de orientare al particulelor în stratul fix.

1.3. Considerînd pierderea de presiune a fluidului ascendent, ca element caracteristic al fluidizării, element ce imprimă particulelor, static

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 24 septembrie 1959.

vorbind, forţa de sustentaţie necesară realizării fazei fluo-solid, linia generală de explicarea fenomenului de fluidizare a constat sau în stabilirea unor relaţii analitice simple, a căror utilizare punea la dispoziţie valori de pierderi de presiune valabile numai pentru aşa-numitul punct de atingere a vitezei critice de fluidizare (în care solidul este scos din starea de strat liniştit şi unde convenţional se presupune că începe fluidizarea), sau, în stabilirea unor relaţii criteriale a căror precizie depindea de tehnica experimentală.

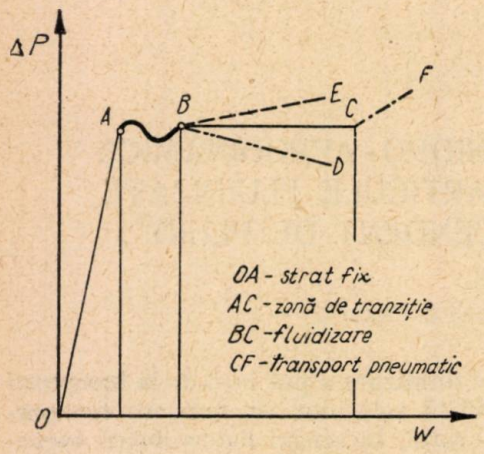


Fig. 1. — Variaţia teoretică a pierderii de presiune în stratul fluidizat funcţie de viteza agentului de fluidizare. $\Delta P = f(w)$.

Toate aceste relaţii, se referă la ipoteza unor variaţii mici, neglijabile, ale pierderilor de presiune o dată cu creşterea vitezei de fluidizare. Dacă această presupunere este practic valabilă pentru cazul fluidizării în fază lichidă, la utilizarea unui agent de fluidizare gazos, ea nu mai poate fi considerată valabilă din cauza fenomenelor de instabilitate a curgerii gazului printre particulele în suspensie.

Reprezentarea grafică a funcţiei $\Delta P = f(w)$ conduce întotdeauna la curbe de genul celor din figura 1 în care, la mărirea vitezei de filtrare, după o creştere de presiune în stratul fix OA se atinge o zonă de tranziţie, unde variaţia presiunii are alura aproximativă AB, corespunzînd reorganizării reţelei granulare şi depărtării particulelor între ele, ca apoi pe porţiunea BC să se manifeste efectul de fluidizare propriu-zis în care, teoretic, se presupune că particulele sînt menţinute statistic în suspensie stabilă greutatea acestora egalînd pierderea statică de presiune conform formulei simple:

$$\Delta P = L(\gamma_s - \gamma_l)(1 - \varepsilon). \qquad (1)$$

Practic însă, în zona de fluidizare, porţiuni ale segmentului BC se intercalează cu segmente de tipul BD sau BE, corespunzînd respectiv formării de canale de gaz în strat sau fenomenului cunoscut de pistonare. Aceasta fără a mai lua în considerare pierderile de presiune datorită lovirii particulelor între ele şi de pereţii incintei şi fără a ţine seama de faptul că o parte din masa solidă sprijină pe porţiunile pline ale sitei de insuflare. În general, formarea unor bule de fluid în interiorul stratului fluidizat, care conduc la limită la efectele de tipul citat BE şi BD, ce se manifestă concomitent mai ales la fluidizarea în stare gazoasă, depărtează rezultatele experimentale de rezultatele formulei (1).

În consecinţă, aplicarea formulei (1) pentru caracterizarea unui strat fluidizat nu poate satisface întrucît, prin considerarea stratului fluidizat ca o limită superioară a stratului fix, se determină prin calcul numai

pierderea de presiune proprie greutății stratului fără a lua în considerare pierderile de presiune din zona de tranziție și, mai departe, pierderile suplimentare de presiune apărute în perioada propriu-zisă de fluidizare.

De aceea, este necesară găsirea unei relații de calcul care să satisfacă punctului inițial al fluidizării stabile punînd la dispoziție viteza critică și debitul minim de fluidizare în condițiile de stabilitate a sistemului. Aceste condiții, după cum se va vedea în continuare, pot fi determinate prin intermediul rezistenței hidroaerodinamice a stratului, mărime ce depinde atît de parametrii curgerii cît și de geometria sistemului.

În acest scop, se vor prezenta mai jos diferitele rezultate teoretice și experimentale la care s-a ajuns în momentul de față în literatura de specialitate.

2.1. S-a arătat că stratul fluidizat poate fi raportat în faza lui incipientă la aspecte limită de strat fix. Pentru acest caz o serie de autori au cercetat pierderile de presiune în straturi fixe granulare, cele mai competente lucrări fiind acelea ale lui Kozeny-Carman [1], Leva [2] și Ergun, [3]. Rezultatele cercetărilor lor care prezintă coeficientul de frecare al straturilor în funcție de fracția de goluri și de numărul $\mathcal{R}e$ modificat al scurgerii sînt prezentate în figura 2. Se observă că valorile concordă mulțumitor în regiunea curgerii laminare și se diferențiază întrucîtva la valori mari ale lui $\mathcal{R}e$. Aceste diferențieri se datoresc în special tehnicii experimentale; este foarte probabil ca valorile mai scăzute ale rezistenței straturilor în cazul lui Carman să rezulte la formarea de canale în straturile experimentate. Leva și Ergun luînd precauții experimentale mai adecvate, au evitat acest fenomen. Ergun, reușește să stabilească și o formulă care conține însă constante determinate ca medie între rezultatele experiențelor autorului și ale altor cercetători cum ar fi Burke și Plummer, Morse, Blake.

Relația de la care pornesc majoritatea autorilor este cunoscuta formulă a lui Fanning

$$\lambda = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot d_t \cdot g}{\gamma \cdot w^2 \cdot L}, \tag{2}$$

dată pentru curgerea în tuburi și care a fost adaptată cazului straturilor granulare prin presupunerea că stratul este străbătut de canale verticale paralele.

Pentru a ține seama de deviațiile de parcurs între particule și de anumite direcții preferențiale ce se pot ivi în interiorul stratului, ecuația Fanning a fost modificată prin intermediul unui termen ce ține seama în mod global de fracția de goluri a stratului și de forma particulelor, termen care face ca rezultatele experimentale să se grupeze mai compact în jurul unei curbe unice. Relația se prezintă sub forma

$$\lambda = \frac{2 \, \Delta P \, d_p g \, \varepsilon^3}{\gamma \, G^2 L \, (1 - \varepsilon)} \, \Phi, \tag{3}$$

pentru cazul curgerii turbulente.

Funcţiile de goluri ale lui Blake $\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3}$ pentru curgerea turbulentă şi $\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^2}$ pentru curgerea laminară au fost adoptate de majoritatea autorilor care au experimentat straturi fixe. Autorii prezentului articol dispunînd de datele lui D. M. Mint [4], E. S. Lev [5] şi V. M. Borişanski [6] au verificat la rîndul lor valabilitatea curbelor lui Carman — Leva (fig. 3). Remarcăm că rezultatele experienţelor lui Mint efectuate la filtrarea apei prin nisip de granulaţie 0,25—2,18 mm şi cu o fracţie medie de goluri $\varepsilon = 0{,}4$ reproduc perfect curba lui Carman. De asemenea, rezultatele lui Lev care a lucrat cu antracit de granulaţie 1—12 mm şi $\varepsilon = 0{,}46$ tind să reproducă curba lui Ergun.

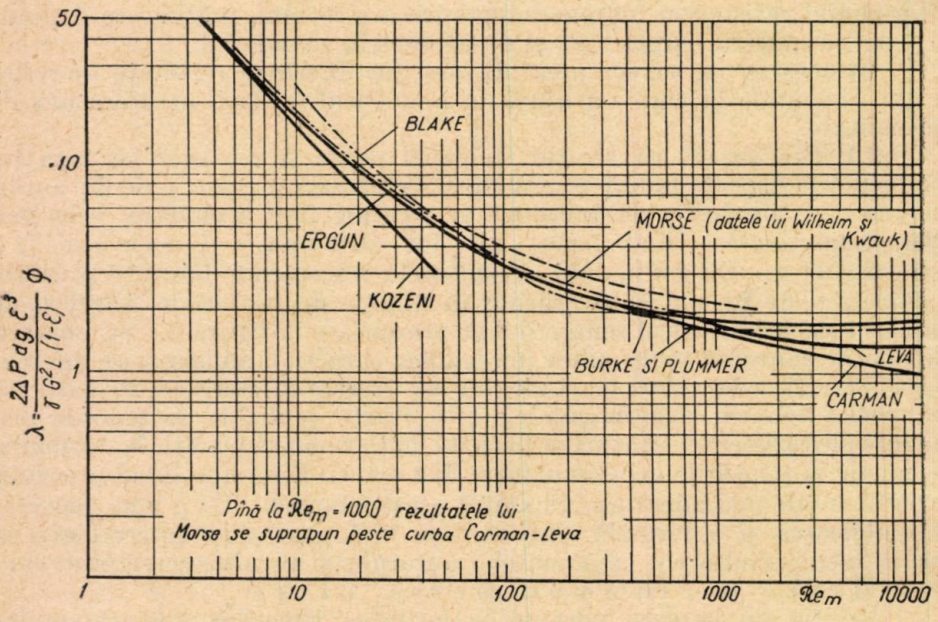


Fig. 2. — Variaţia rezistenţei stratului fluidizat în funcţie de numărul Reynolds modificat după datele lui Carman, Leva, Morse, Ergun. $\lambda = f(Re_m)$.

Tot în figura 3, mai remarcăm că valorile obţinute de Borişanski pentru straturi de sfere în diferite configuraţii geometrice bine definite $\varepsilon = 0{,}270 - 0{,}283$ prezintă o alură asemănătoare curbei lui Carman şi se situează în mod normal sub aceasta. Se mai poate face, de asemenea remarca generală, că la creşterea fracţiei de goluri curbele se deplasează spre partea superioară a diagramei ce dă rezistenţa stratului în funcţie de Re modificat. La autorii care nu adoptă reprezentări în funcţie de Re modificat dispersiunea rezultatelor experimentale este mult mai mare, iar sensul de aşezare al curbelor este invers celui expus mai sus [7].

Din toate studiile cercetate rezultă că fracția de goluri a straturilor granulare fixe și fără porozitate interioară, în așezarea naturală, nu poate depăși valori de $\varepsilon = 0{,}35-0{,}50$ fiind în medie de $\varepsilon = 0{,}4$.

Ca o primă concluzie, se poate arăta că la determinarea pierderilor de presiune ale unui strat fluidizat în ipoteza aproximativă dată de formula (1) și pentru valori ale fracției de goluri $\varepsilon = 0{,}35-0{,}45$ (uzual întîlnite)

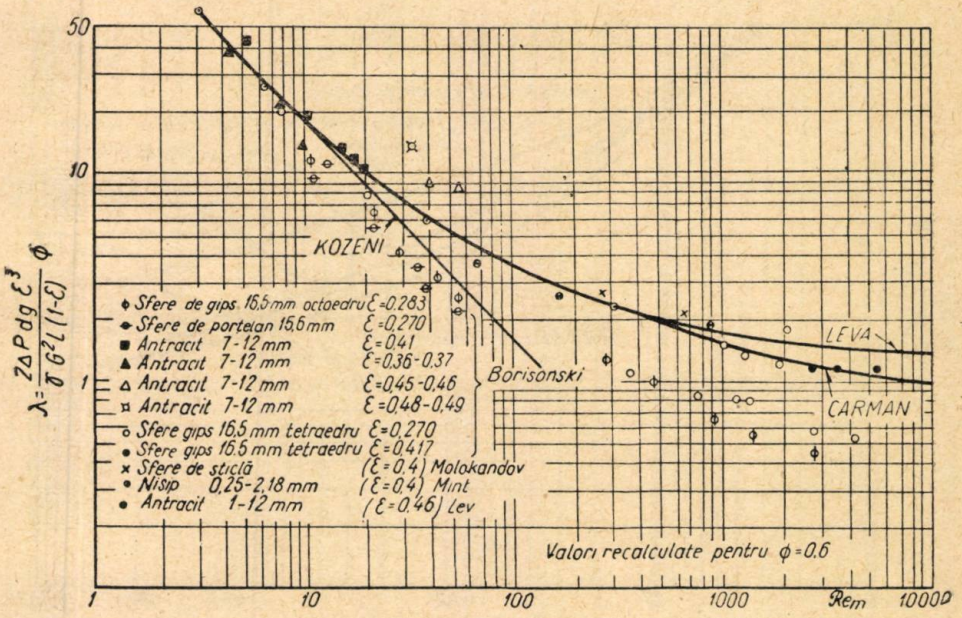


Fig. 3. — Comparație între rezultatele lui Carman și Leva și datele experimentale ale lui Lev, Mint, Borișanski recalculate de autorii acestui articol. $\lambda = f(\mathcal{R}e_m)$.

pierderea de presiune pentru un anumit număr $\mathcal{R}e$ este determinată de una din curbele din figura 2 la alegere, care poate da și valorile vitezei critice și debitului minim de fluidizare prin introducere în formula (3) a valorilor corespunzătoare fazei de început a fluidizării. Curbele din figura 2 pot determina, așadar, punctul de început al fluidizării fără a ține seama de zona de tranziție.

2.12. În cazul determinării pierderilor de presiune pe baza formulelor criteriale de tipul celor ale lui N. I. Smirnov și Li De Ep [8] sau V. M. Dementiev [9] care leagă sub formă exponențială criteriile

$$\mathcal{E}u = f(\mathcal{R}e, \mathcal{A}r, \text{simplexuri de formă}),$$

trebuie observat că rezultatele obținute pe această cale au și ele dezavantajul de a nu putea diferenția fenomenul fizic de formare a stratului fluidizat (nu delimitează punctul de început al fluidizării stabile) și sînt și ele pasibile de erori de același ordin de mărime ca și la prima metodă.

2.2. R. D. Morse [10], recalculînd valorile experimentale ale lui Wilhelm şi Kwauck a constatat că rezistenţa straturilor fluidizate cu lichide se apropie de curba Carman (fig. 4) adică fenomenul urmează în bună aproximaţie formula (1).

Un alt aspect îl prezintă însă fluidizarea cu aer. Pentru acest caz curbele prezentate în figura 4 arată în mod cert că la fluidizarea în stare

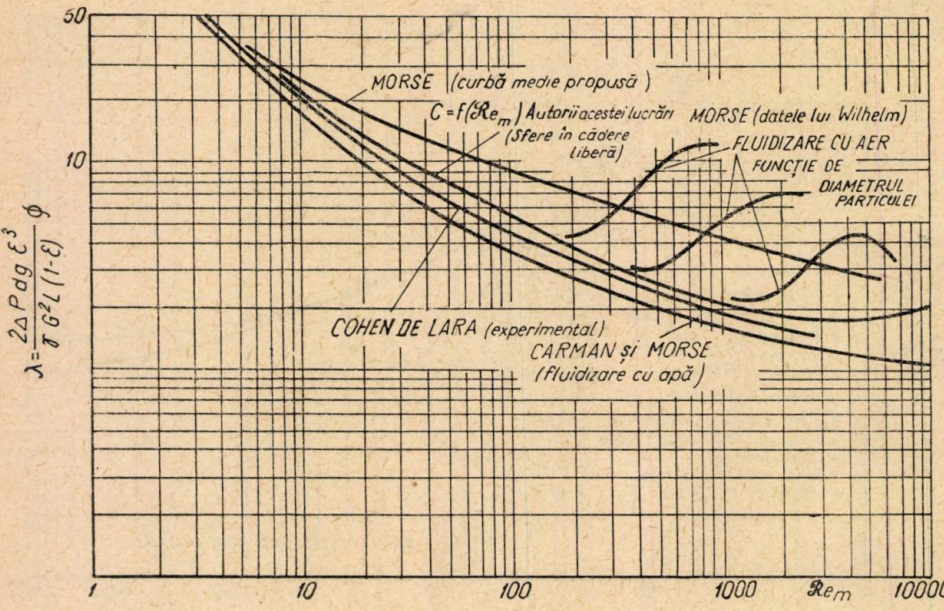


Fig. 4. — Valorile $\lambda = f(\mathcal{R}e_m)$ propuse de autorii acestui articol prin considerarea teoriei rezistenţei în căderea liberă a unor sfere.

gazoasă rezistenţa stratului fluidizat variază după o altă lege şi anume, impusă, după Morse, de către agitaţia mai mare a stratului şi formarea de bule şi canale în interiorul acestuia ce permit trecerea aerului în sistem de baipas.

De altfel se observă din figura 4 că aceste curbe nici nu au originea pe curba rezistenţei stratului fix.

Limitîndu-se la aceste observaţii şi presupunînd efectele amintite generatoare de pierderi de energie cinetică, Morse trasează printre valorile lui Wilhelm o curbă statistică medie redată tot în figura 4 şi pe care o recomandă spre utilizare.

3.1. Rezultatele calculului lui Morse indică aşadar o diferenţă între punctele de început ale fluidizării cu aer şi cu lichide. Se pune atunci întrebarea : nu se poate găsi o cale de verificare a datelor deja publicate în literatură şi care să explice calitativ şi cantitativ diferenţele relevate cu această ocazie?

În acest scop, autorii acestui articol au apelat la unele rezultate obţinute de Cohen De Lara [11] la studiul filtraţiei apei în straturi

de particule de nisip și pietriș aluvionar de dimensiuni omogene sau neomogene.

Rezultatele experimentale erau interpretate tot sub forma ecuației Fanning, coeficientul de rezistență introdus în acest caz fiind însă un coeficient fictiv asimilat cu coeficientul de rezistență C al unei sfere în

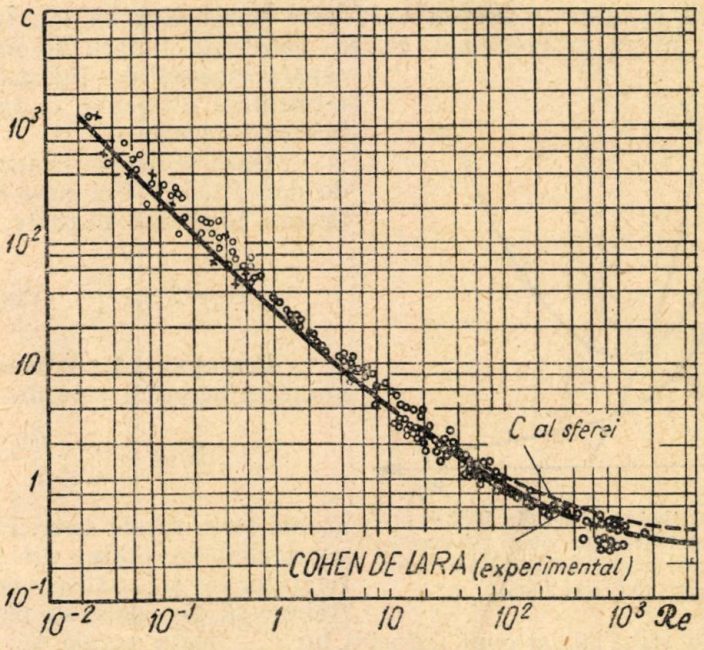


Fig. 5. — Rezultatele experimentale ale lui Cohen de Lara. Variația rezistenței stratului la considerarea teoriei căderii libere a unor sfere $C = f(\mathcal{R}_e)$.

cădere liberă, iar funcția de goluri a stratului, pentru gruparea rezultatelor experimentale, avea forma $1/\varepsilon^5$.

Rezultatele lui L a r a sînt prezentate în figura 5. Este interesant de observat că valorile experimentale pentru un $\varepsilon = 0{,}35-0{,}45$ se grupează atunci uniform în jurul unei curbe foarte apropiate de curba $C=f(\mathcal{R}_e)$.

Interpretarea formală a lui C o h e n D e L a r a asimilează așadar stratul fluidizat cu o rețea de particule distanțate între ele, pentru care forța de sustentație trebuie să învingă forța de cădere liberă. Explicația acestei interpretări merită însă mai multă atenție.

3.2. Dacă se consideră că pierderea de presiune totală este realizată de suma pierderii de presiune statică egalată cu greutatea materialului fluidizat la care se adaugă pierderea de presiune datorită lovirii și frecării particulelor între ele și de pereții incintei, neglijînd totodată frecarea fluidului față de incintă, se poate scrie relația generală

$$\Delta P_t = \Delta P_s + \Delta P_{fr}, \tag{4}$$

unde pierderea de presiune statică este dată de ecuaţia (1) iar ΔP_{tr} poate fi pus sub forma Fanning atunci

$$\Delta P_t = L\frac{\gamma_{aps}}{(\gamma_s-\gamma_f)(1-\varepsilon)} + \frac{2\lambda_s w_s^2 \gamma_{aps}}{g\cdot D_r}. \qquad (5)$$

Se observă că alura variaţiei ΔP_t este parabolică cu w_s. Într-adevăr $\gamma_{ap.s}$ fiind invers proporţional cu w_s pierderea liniară de presiune va căpăta aspectul din figura 6 unde AB reprezintă termenul static, iar AC întreaga ecuaţie (5).

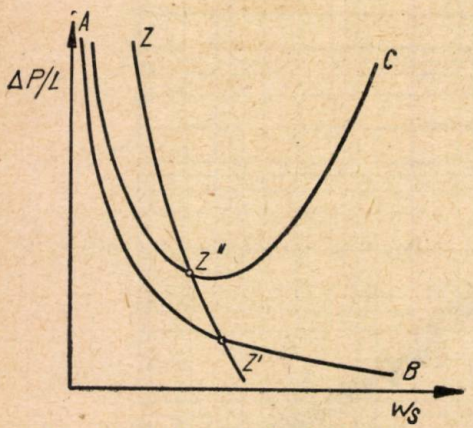


Fig. 6 — Variaţia teoretică a pierderii de presiune în strat funcţie de viteza particulelor la considerarea teoriei căderii libere a sferelor. $\Delta P/L = f(w_s)$.

Dacă se mai scrie acum ecuaţia de definiţie a forţei ce se exercită pe fiecare particulă în parte, se obţine

$$F = C\cdot\gamma_f\cdot\frac{\pi d_p^2}{8g}\cdot(\Delta w)^2. \qquad (6)$$

Presupunînd particulele sferice numărul acestora este de

$$N = \frac{6\ \gamma_{ap\cdot s}\ LS_r}{\pi\ d_p^3\gamma_s} \qquad (7)$$

atunci forţa totală exercitată asupra particulelor se obţine din înmulţirea relaţiilor (6) şi (7). Cum această forţă trebuie să fie egală cu pierderea de presiune în strat (5) şi cum datorită lui $\gamma_{ap.s}$ forţa totală devine invers proporţională cu w_s se poate trasa în figura 6 o altă curbă descrescătoare ZZ' care la intersecţia cu primele să satisfacă condiţiile de echilibru al forţelor.

Cu această explicaţie interpretarea curbelor de variaţie a rezistenţei straturilor devine uşoară. În figura 6 punctul Z' reprezintă punctul B din figura 1 adică situaţia în care din stratul fix particulele s-au depărtat între ele, echilibrul de forţe fiind realizat. Statistic, particulele formează o reţea spaţială stabilă. Orice mărire a vitezei de insuflare atrage după sine pierderi cinetice suplimentare care în figura 4 corespund alurilor crescătoare ale curbelor lui Morse-Wilhelm.

3.3. Dacă se procedează acum la operaţia de transpunere a curbei $C = f(\mathcal{R}_e)$ pe diagrama lui Morse (fig. 4) se constată că interpretarea lui Lara verifică şi realitatea experimentală evidenţiată de Morse pentru cazul fluidizării cu aer, curbele calculate de acesta din urmă grefîndu-se pe curba $C' = f(\mathcal{R}_{e_m})$.

Rezultatele lui De Lara transpuse pe diagrama lui Morse au fost recalculate pentru echivalenţa formulelor de calcul cu o funcţie de goluri de tipul: $\frac{1}{\varepsilon^2(1-\varepsilon)}$.

Aşadar, se poate formula o nouă expresie a rezistenţei straturilor fluidizate corespunzînd punctelor de tipul Z' sub forma

$$C' = \lambda = \frac{2\Delta P d_p g \Phi}{\gamma G^2 L \varepsilon^2 (1-\varepsilon)}, \tag{8}$$

unde C' este coeficientul de rezistenţă al sferelor în cădere liberă afectat de noua funcţie de goluri.

Această formulă satisface în bună aproximaţie atît fluidizării în fază lichidă (De Lara) cît şi în fază gazoasă (autorii acestui articol).

Zona dintre curba lui Carman şi curba $C' = f(\mathcal{R}e_m)$, (fig. 4) corespunde zonei de tranziţie, întrucît Carman nu introduce în calcul variaţiile de presiune datorite reorganizării granulare şi ciocnirii particulelor în perioada de tranziţie. Interpretarea datelor experimentale prezentate mai sus ne permite deci să afirmăm că fluidizarea începe în punctul B din figura 1, iar viteza critică şi debitul minim de fluidizare trebuie calculate pentru acest punct.

Apare atunci o a doua concluzie parţială a acestui studiu şi anume că între curba lui Carman şi curba $C' = f(\mathcal{R}e_m)$ se situează tocmai acea zonă de tranziţie între stratul fix şi stratul fluidizat notat în figura 1 cu AB. Mai mult decît atît se observă că zona de tranziţie este mică în regiunile de curgere lentă şi creşte în regimul net turbulent, fapt relevat în mai toate diagramele de tipul $\Delta P = f(w)$ publicate.

4. Din expunerea făcută se desprind următoarele concluzii :

— curbele de variaţie a rezistenţei straturilor granulare fluidizate cu aer se grefează mai bine pe curba limită a stratului $C' = f(\mathcal{R}e_m)$ calculată după principiul căderii libere a sferelor decît după principiul stratului fix fără zonă de tranziţie (Carman). Aceasta permite o determinare mai riguroasă a vitezei critice de fluidizare şi o apreciere a mărimii parametrilor perioadei de tranziţie ;

— metoda preconizată de apreciere a punctului de început al fluidizării stabile dă o imagine fizică a fenomenului mai complexă decît metodele citate şi permite observarea limitelor superioare ale stratului fix şi inferioare ale stratului fluidizat în special la fluidizarea cu aer ;

— formula de calcul (8) propusă satisface în bune condiţii rezultatele experimentale ale fluidizării cu lichide sau gaze citate în literatură şi poate fi folosită la calculul parametrilor de fluidizare.

NOTAŢII ŞI SIMBOLURI

C — coeficient de frecare în căderea liberă a unei sfere,
C' — idem recalculat după formula (8),
d — diametru, m,
D — diametrul incintei de fluidizare, m,
F — forţa de cădere liberă a unei sfere, kg,
g — acceleraţia gravitaţiei, m/s^2,

G — debit de fluidizare, m^3/m^2, s,
L — înălţimea stratului, m,
N — număr de particule,
P — presiune, kg/m^2,
S — suprafaţa transversală a incintei de fluidizare, m^2,
w — vitaza m/s,
γ — greutatea specifică, kg/m^3,
Δ — semn de diferenţă,
ε — fracţie de goluri, %,
Φ — factor de formă, %,
λ — coeficient de frecare,
μ — viscozitate dinamică, kgs/m^2,

Indici

ap. s — aparent solid
f — fluid,
fr — frecări,
p — particulă,
r — reactor,
s — solid,
t — tub,

Criterii

$$\mathcal{R}e_m = \frac{d_p \gamma G}{g \mu (1-\varepsilon)}$$ — numărul lui Reynolds modificat,

$$\mathcal{R}e = \frac{d_p \cdot \gamma \cdot G}{g \mu}$$ — numărul lui Reynolds simplu,

$$\mathcal{E}u = \frac{\Delta P_g}{\gamma_f w^2}$$ — criteriul lui Euler,

$$\mathcal{A}r = \frac{\alpha_p^3 \gamma_f^2 (\gamma_s - \gamma_f)}{\mu^2 g \gamma_f}$$ — criteriul lui Archimede.

О ГИДРО-АЭРОДИНАМИЧЕСКОМ СОПРОТИВЛЕНИИ КИПЯЩЕГО СЛОЯ ЧАСТИЦ В ВОСХОДЯЩЕМ ПОТОКЕ ЖИДКОСТИ ИЛИ ГАЗА

РЕЗЮМЕ

В работе дана интерпретация явления псевдоожижения на основании экспериментальных данных, имеющихся в технической литературе, в целях определения начальной точки стационарного псевдоожижения, в особенности при псевдоожижении в газовом потоке.

С помощью кривых гидро-аэродинамического сопротивления слоя выявляется также существование переходного слоя между верхней границей неподвижного и нижней границей кипящего слоя.

Предлагается расчетная формула (8) для сопротивления кипящего слоя, причем это сопротивление уподобляется сопротивлению свободно падающих тел, и имеющая новую функцию порозности (пустот) типа

$$\frac{1}{\varepsilon^2(1-\varepsilon)}.$$

Формулой (8) можно определить критическую скорость и минимальный расход псевдоожижения.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Теоретическое изменение потери давления в кипящем слое в зависимости от скорости рабочей среды. $\triangle P = f(w)$.

Рис. 2. — Изменение сопротивления кипящего слоя в зависимости от числа Re, модифицированного по данным Кармана, Лева, Морсе, Ергуна. $\lambda = f(\mathcal{R}e_m)$.

Рис. 3. — Сравнение между результатами Кармана и Лева и экспериментальными данными Лева, Минуа, Боришанского, пересчитанные авторами настоящей статьи. $\lambda = f(\mathcal{R}e_m)$.

Рис. 4. — Значения $\lambda = f(\mathcal{R}e_m)$, предлагаемые авторами в свете теории сопротивления свободно падающего шара.

Рис. 5. — Экспериментальные результаты Кон де Лара. Изменение сопротивления слоя в свете теории свободно падающего шара $C = f(\mathcal{R}e)$.

Рис. 6. — Теоретическое изменение потери давления в слое, в зависимости от скорости частиц при рассмотрении теории свободно падающих шаров. $\triangle P/L = f(w_s)$.

DE LA RÉSISTANCE HYDRO-AÉRODYNAMIQUE DES COUCHES DE PARTICULES FLUIDISÉES DANS UN COURANT DE FLUIDE ASCENDANT

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent une interprétation du phénomène de fluidisation, fondée sur les données expérimentales fournies par la littérature de spécialité, dans le sens de la détermination du point initial de la fluidisation stable, surtout quand il s'agit de la fluidisation avec des gaz.

Ils font ressortir, en outre, au moyen des courbes de résistance hydro-aérodynamique de la couche, la zone entre la limite supérieure de la couche fixe et la limite inférieure de la couche fluidisée.

Les auteurs proposent une formule de calcul (8) de la résistance de la couche fluidisée assimilée à la résistance à la chute libre des corps et affectée par une nouvelle fonction des vides du type

$$\frac{1}{\varepsilon^2(1-\varepsilon)}.$$

La formule (8) permet de plus de déterminer la vitesse critique et le débit minimum de fluidisation.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Variation théorique de la perte de pression dans la couche fluidisée, en fonction de la vitesse de l'agent de fluidisation. $\Delta P = f(w)$.

Fig. 2. — Variation de la résistance de la couche fluidisée en fonction du nombre de Reynolds modifié conformément aux données de Carman, Leva, Morse, Ergun. $\lambda = f\ (\mathcal{R}e_m)$.

Fig. 3. — Comparaison entre les résultats de Carman et Leva et les données expérimentales de Lev, Mintz, Borichanski, recalculées par les auteurs du présent travail. $\lambda = f\ (\mathcal{R}e_m)$.

Fig. 4. — Valeurs de $\lambda = f(\mathcal{R}e_m)$ proposées par les auteurs de ce travail en tenant compte de la théorie de la résistance à la chute libre des sphères.

Fig. 5. — Résultats des expériences de Cohen de Lara. Variation de la résistance de la couche, en tenant compte de la théorie de la chute libre des sphères. $C = f\ (\mathcal{R}e)$.

Fig. 6. — Variation théorique de la perte de pression dans une couche en fonction de la vitesse des particules, en tenant compte de la théorie de la chute libre des sphères. $\Delta P/L = f(w_s)$.

BIBLIOGRAFIE

1. P.C. CARMAN, Trans. Inst. Chem. Eng. (London), *15*, 150 (1937).
2. M. LEVA şi alţii, Ing. Eng. Chim., *41* (1949).
3. S. ERGUN, Chem. Eng. Progr., *48*, 89 (1952)
4. D.M. MINT, Analele Romîno-Sovietice, *36*, 52 (1955).
5. Е. С. ЛЕВ, *Вопросы аэрдинамики и теплопередачи в котельнотопочинных процессах* — под редакцией Г. Ф. Кноре, Госэнергоиздат, Москва-Ленинград. 1958, 298 — 312.
6. В. М. БОРИШАНСКИЙ, *Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельноточинных процессах* — под редакцией Г. ф. Кноре, Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1958, 290 — 298,
7. J.J. MARTIN şi alţii, Chem. Eng. Progr., *47*, 91.
8. N.I. SMIRNOV, LI DE EP, Analele Romîno-Sovietice, *36*, 19 (1955).
9. В. М. ДЕМЕНТИЕВ, Теплоэнергетика, *6*, 50 (1959).
10. R.D. MORSE, Ind. Eng. Chim., *41*, 1117, (1949).
11. G. COHEN DE LARA, La Houille Blanche, *2* (mars-avril), 167 (1955).

CALCULUL TERMIC AL CAZANELOR PENTRU REGIMURI DE LUCRU DIFERITE DE UN REGIM CUNOSCUT*)

DE

N. ANTONESCU

1. Aspectul general al problemei

Calculul termic al unui cazan cere un volum mare de lucrări şi necesită luarea în considerare a unui număr mare de caracteristici constructive şi funcţionale ale suprafeţelor de schimb. Neexistînd nici o metodă simplificată de calcul cu ajutorul căreia să se poată determina variaţia temperaturilor în cazan la o sarcină diferită de cea calculată, rezultă că pentru fiecare din sarcinile la care se calculează cazanul trebuie refăcut întreg calculul termic.

O situaţie şi mai defavorabilă se întîlneşte la experimentarea cazanelor. Măsurătorile de determinare a variaţiei temperaturilor pe traseul gazelor de ardere, făcute la o anumită sarcină a cazanului, nu dau posibilitatea să se tragă concluzii asupra regimului de temperaturi la alte sarcini. În general, acest lucru se poate face numai repetînd măsurătorile pentru celelalte regimuri de lucru, deoarece suprafeţele reale de schimb, parametrii de aşezare a ţevilor, gradul de murdărire, viteza gazelor etc. nu sînt determinate la cazanul cercetat.

Obiectul acestei lucrări este găsirea unei metode grafice de calcul a regimului de temperaturi din interiorul cazanului la orice sarcină, cînd se cunoaşte regimul de temperaturi pentru o anumită sarcină, determinat fie dintr-un calcul termic complet al cazanului, fie prin măsurători directe.

Importanţa cunoaşterii temperaturilor pe traseul gazelor de ardere la diferite regimuri de lucru ale cazanului este cunoscută, avînd ca aplicaţii mai importante studiul circulaţiei apei şi emulsiei în ţevile fierbătoare, determinarea variaţiei temperaturii din focar la diferite sarcini, determinarea funcţionării supraîncălzitorului şi economizorului etc.

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 22 octombrie 1959.

2. Bazele de calcul

Metoda de calcul căutată trebuind să fie simplă și adaptabilă la un calcul grafic, se vor face unele ipoteze simplificatoare care, după cum va fi arătat mai jos, nu influențează mult asupra preciziei rezultatelor.

Astfel se va accepta că diagrama $I-t$ a gazelor de ardere nu este o curbă continuă ci este compusă din segmente de dreaptă cu ecuația generală

$$I = \lambda t + \mu, \tag{1}$$

unde I — entalpia gazelor de ardere (kcal/kg sau kcal/Nm^3);
t — temperatura gazelor (°C);
λ și μ — parametrii specifici unui anumit interval de temperaturi

Se acceptă deci că pe intervalul de temperaturi acoperit de o suprafață de schimb diagrama $I-t$ este liniară. Grafic, acest lucru are următoarea interpretare:

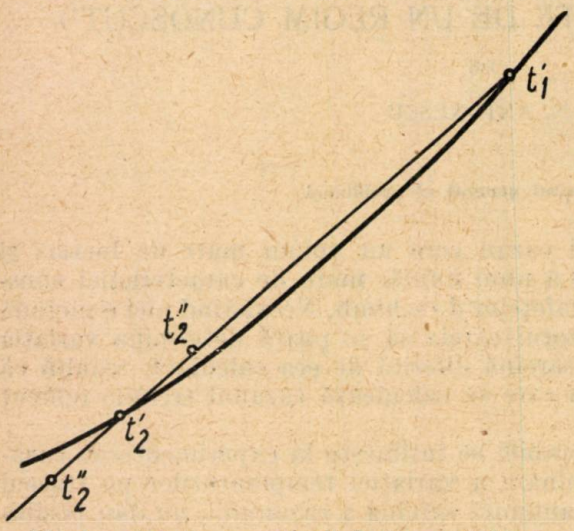


Fig. 1. — Asimilarea porțiunii de diagramă I-t cu o dreaptă.

La un anumit regim, temperaturile inițială și finală a gazelor pentru o suprafață sînt t'_1 și t'_2*). La un alt regim de lucru temperatura finală va fi $t''_2 \neq t'_2$. Se face aproximarea că t''_2 se găsește pe dreapta $t'_1\, t'_2$. Eroarea care se face, avînd în vedere că t''_2 diferă cu maximum 50 — 100°C de t'_2, este în limitele de precizie a calculelor tehnice.

O altă simplificare ce se va face pentru suprafețele de convecție este acceptarea diferenței medii de temperaturi aritmetice în locul diferenței medii logaritmice.

În cursul calculelor apar rapoarte de diferențe medii de temperaturi, astfel că se va accepta relația simplificată

$$\frac{\Delta t'_{m_{\log}}}{\Delta t''_{m_{\log}}} = \frac{\Delta t'_{m_{\text{arit}}}}{\Delta t''_{m_{\text{arit}}}}, \tag{2}$$

unde indicele $'$ (prim) se referă la regimul cunoscut și indicele $''$ (secund) la regimul de lucru care se calculează. Dacă se notează cu ε' eroarea asupra lui $\Delta t'_{m_{\text{arit}}}$ și ε'' eroarea asupra lui $\Delta t''_{m_{\text{arit}}}$ rezultă

$$\frac{\Delta t'_{m_{\log}}}{\Delta t''_{m_{\log}}} = \frac{\Delta t'_{m_{\text{arit}}}(1+\varepsilon')}{\Delta t''_{m_{\text{arit}}}(1+\varepsilon'')} = \frac{\Delta t'_{m_{\text{arit}}}}{\Delta t''_{m_{\text{arit}}}}\left(\frac{1+\varepsilon'}{1+\varepsilon''}\right). \tag{3}$$

*) Pentru focar, temperatura inițială este temperatura teoretică de ardere.

Cum ε' și ε'' sînt erori în același sens, eroarea totală va fi mai mică decît oricare dintre ele; avînd în vedere și faptul că ε' și ε'' sînt mici și apropiați ca valoare, eroarea totală asupra raportului va fi neglijabilă.

În afara acestor ipoteze inițiale speciale se vor face simplificările uzuale la calculul cazanelor, ca neglijarea radiației ecranelor către spațiul focarului și aproximarea coeficientului global de schimb de căldură K, de la gazele de ardere la fluidul din traseul apă-abur, cu coeficientul α de transmisie a căldurii de la gazele de ardere la peretele țevilor. De asemenea, se va accepta că, la modificarea sarcinii cazanului, excesul de aer în diverse puncte nu se schimbă.

2.1. *Calculul focarului pentru diferite regimuri de lucru.* Cantitatea de căldură cedată ecranelor din focar este

$$Q_R = C\,\psi\,F_R\left(\frac{T_F}{100}\right)^4, \tag{4}$$

unde C — un produs de coeficienți care țin seama de combustibil, condiții de ardere și coeficienți de negreală;
ψ — factorul de formă al ecranelor;
T_F — temperatura la capătul focarului (°K).

Se poate scrie și relația

$$Q_R = B\,(I_0 - I_F), \tag{5}$$

unde I_0 — entalpia gazelor pentru temperatura teoretică de ardere (kcal/kg);
I_F — entalpia gazelor pentru temperatura de la sfîrșitul focarului (kcal/kg);
B — debitul de lucru al combustibilului (kg/h).

Exprimînd entalpia funcție de temperaturi se obține

$$I_0 - I_F = \lambda t_0 + \mu - (\lambda t_F + \mu) = \lambda\,(t_0 - t_F) \tag{6}$$

unde t_0 — temperatura teoretică de ardere (°C);
t_F — temperatura la capătul focarului (°C).

Egalînd ecuațiile (4) și (5) și făcînd înlocuirea din formula (6) se obține

$$B\lambda\,(t_0 - t_F) = c\,\psi\,F_R\left(\frac{T_F}{100}\right)^4. \tag{7}$$

Ecuația (7) se scrie pentru regimul de lucru cunoscut cu indicele $'$ (prim) la toți factorii specifici și cu indicele $''$ (secund) pentru regimul necunoscut care urmează a fi calculat. Se face apoi raportul celor două ecuații

$$\frac{B'\cdot\lambda\cdot(t_0' - t_F')}{B''\cdot\lambda\cdot(t_0'' - t_F'')} = \frac{c\,\psi\,F_R\left(\frac{T_F'}{100}\right)^4}{c\,\psi\,F_R\left(\frac{T_F''}{100}\right)^4}. \tag{8}$$

După simplificarea și gruparea termenilor se obține

$$\frac{(t''_F + 273)^4}{t''_0 - t''_F} = \left(\frac{B'}{B''}\right)^{-1} \frac{(t'_F + 273)^4}{t'_0 - t'_F}. \tag{9}$$

Relația finală (9) exprimă legătura între temperatura căutată t''_F și temperaturile cunoscute, cînd se variază cantitatea de combustibil de la B' la B''. Temperatura teoretică t''_0 este egală cu temperatura t'_0 în cazul cînd nu variază gradul de preîncălzire a aerului, sau cînd aerul nu se preîncălzește; cînd t''_0 este diferit de t'_0, se calculează pentru noul caz.

2.2. *Calculul suprafețelor de convecție pentru diferite regimuri de lucru.* Cantitatea de căldură cedată suprafețelor de schimb prin convecție Q_c, este

$$Q_c = K \varepsilon F \Delta t, \tag{10}$$

unde K — coeficientul de trecere a căldurii (kcal/m²h°C);
F — suprafața de schimb a fascicolului (m²);
ε — coeficientul de umbrire și murdărire;
Δt — diferența medie de temperaturi (°C).

Notînd I_1, I_2 și t_1, t_2 entalpiile, respectiv temperaturile gazelor de ardere la intrare și ieșire din suprafața de lucru, se poate scrie relația:

$$Q_c = \eta_{tr} \cdot B (I_1 - I_2),$$

sau

$$Q_c = \eta_{tr} \cdot B \left[\lambda t_1 + \mu - (\lambda t_2 + \mu)\right] = \eta_{tr} \cdot B \cdot \lambda (t_1 - t_2). \tag{11}$$

Coeficientul de transmisie a căldurii poate fi pus sub forma

$$K = A \cdot C \cdot (w\gamma)^n. \tag{12}$$

Factorul A depinde numai de temperatura medie a gazelor de ardere t_m și, cu o eroare acceptabilă, poate fi pus sub forma

$$A = 2a t_m + b \tag{13}$$

sau

$$A = a(t_1 + t_2) + b$$

Factorul C depinde numai de elementele constructive ale suprafației: diametrul țevii, pasul relativ longitudinal și transversal.

Factorul $(w\gamma)^n$, unde
w — viteza medie a gazelor (m/sec),
γ — greutatea specifică a gazelor (kg/m³),
n — exponent constant,
se poate scrie sub forma

$$(w\gamma)^n = \left(\frac{G}{S}\right)^n,$$

sau

$$(w\gamma)^n = \left(\frac{D}{S}\right)^n \cdot B, \tag{14}$$

unde G — debitul gazelor de ardere (kg/s),

S — secțiunea de trecere a gazelor (m^2),
D — o constantă de echivalare între debitul gazelor de ardere G și debitul de combustibil B.

Cu ajutorul formulelor (13) și (14) se poate scrie pentru K relația

$$K = [a(t_1 + t_2) + b]\, C\left(\frac{D}{S}\right)^n \cdot B^n. \tag{15}$$

Diferența medie de temperaturi va fi

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_f = \frac{1}{2}[(t_1 + t_2) - 2t_f] \tag{16}$$

unde

t_F — temperatura medie a fluidului din interiorul țevii (°C).

Făcînd în ecuația (10) înlocuirile indicate în formulele (11), (15) și (16) se obține

$$\eta_{tr} \cdot B \cdot \lambda(t_1 - t_2) = [a(t_1 + t_2) + b]\, C \cdot \left(\frac{D}{S}\right)^n \cdot B^n \cdot \varepsilon F \cdot \frac{1}{2}[(t_1 + t_2) - 2t_f]. \tag{17}$$

Ecuația (17) se scrie pentru regimul de lucru cunoscut cu indicele $'$ (prim) la toți factorii specifici și cu indicele $''$ (secund) pentru regimul necunoscut care urmează a fi calculat.

Se face apoi raportul celor două ecuații și se obține după simplificare

$$\frac{B'(t_1' - t_2')}{B''(t_1'' - t_2'')} = \frac{a(t_1' + t_2') + b}{a(t_1'' + t_2'') + b} \left(\frac{B'}{B''}\right)^n \frac{t_1' + t_2' - 2t_f'}{t_1'' + t_2'' - 2t_f''}. \tag{18}$$

Grupînd termenii după indici, se obține relația finală

$$\frac{[a(t_1'' + t_2'') + b](t_1'' + t_2'' - 2t_f'')}{t_1'' - t_2''} = \left(\frac{B'}{B''}\right)^{n-1} \frac{[a(t_1' + t_2') + b](t_1' + t_2' - 2t_f')}{t_1' - t_2'}. \tag{19}$$

Relația (19) exprimă legătura între temperatura necunoscută t_2'', temperatura t_1'' determinată din suprafața precedentă (sau temperatura la capătul focarului pentru prima suprafață de convecție) și temperaturile regimului cunoscut, cînd debitul de combustibil al cazanului variază de la B' la B''.

Temperatura fluidului interior (t_f'') este egală cu t_f' la sistemul fierbător și poate fi diferită de t_f' la supraîncălzitor și economizor. În acest ultim caz, t_f'' se estimează inițial, urmînd a fi verificat prin calcul și corectat dacă diferența dintre temperatura reală și cea estimată este prea mare.

Pentru utilizarea formulei (19) se dă în tabela 1 valoarea coeficienților a, b și n.

Tabela 1

Suprafața	Formula generală	Bibliografie	Coeficienții
Fascicul de țevi lise scăldate longitudinal	$\mathcal{N}u = 100\left(\frac{\mathcal{R}e}{30\,000}\right)^{0,8} \cdot \mathcal{Q}r^{0,35}$	[1]	$a = 0,00112$ $b = 3,488$ $n = 0,8$
Fascicul de țevi așezate în linie scăldate transversal	$\mathcal{N}u = \left(1 + 0,1\frac{S_1}{d}\right) 0,15\, \mathcal{R}e^{0,65} \cdot \mathcal{Q}r^{0,4}$	[3]	$a = 0,00156$ $b = 4,032$ $n = 0,65$
Fascicul de țevi așezate decalat scăldate transversal	$\mathcal{N}u = \left(1 + 0,1\frac{S_1}{d}\right) 0,290\, \mathcal{R}e^{0,6} \mathcal{Q}r^{0,4}$	[3]	$a = 0,00185$ $b = 4,34$ $n = 0,6$
Țevi de economizor ∅ 76/60 nervurate $l = 146$, $s = 25$	$\alpha = 10,2\,(0,001t + 0,7)\,(w\gamma)^{0,6}$	[1]	$a = 0,0051$ $b = 7,14$ $n = 0,6$

Trebuie remarcat totuși că modificarea cu temperatura a constantelor fizice ale gazelor de ardere, cuprinse în termenul $A = a(t_1 + t_2) + b$ din formula (12) și (13), are o influență foarte mică în formula finală (19). Aceeași influență neglijabilă asupra rezultatului o are și schimbarea cantității de căldură transmisă fasciculelor convective prin radiația gazelor. În formula finală (19) se ține totuși seama de influența temperaturii asupra factorului A, deoarece acest lucru, după cum se va arăta în cele ce urmează, nu complică soluția grafică.

3. Soluția grafică

Formulele de calcul (9) și (19) nu permit o determinare simplă a temperaturilor necunoscute, deoarece pentru determinarea lor rezultă ecuații de grad mai mare decît 1.

Este necesară deci găsirea unei rezolvări mai simple, grafice, a celor două ecuații.

3.1. *Soluția grafică pentru calculul temperaturii focarului.* Formula de calcul (9) poate fi descompusă în trei ecuații, introducînd două variabile ajutătoare

$$M'' = \frac{(t''_F + 273)^4}{t''_0 - t''_F}, \tag{20}$$

$$M' = \frac{(t'_F + 273)^4}{t'_0 - t'_F}, \tag{21}$$

și

$$M'' = \left(\frac{B'}{B''}\right)^{-1} M'. \tag{22}$$

Fiecare din aceste trei ecuații este nomografiabilă. Ecuațiile (20) și (21), avînd aceeași formă, vor avea nomograme identice. Scările mări-

milor rezultante M' şi M'' vor fi legate între ele, conform relaţiei (22), prin relaţia de înmulţire cu factorul $\left(\frac{B'}{B''}\right)^{-1}$.

Pentru nomografierea ecuaţiilor (20) şi (21) se vor scrie relaţiile, pentru cazul general fără indici, sub forma

$$\frac{(t_F+273)^4}{M} - t_0 + t_F = 0. \tag{23}$$

Această relaţie este de forma canonică Cauchy, de ordinul IV de nomografiere şi se rezolvă cu o nomogramă cu puncte aliniate.

Forma canonică Cauchy este

$$f_1(u)\, f_3(w) + f_2(v)\, q_3(w) + h_3(w) = 0 \tag{24}$$

şi deci vom avea relaţiile

$$\begin{aligned} f_1(u) &= \frac{1}{M}, \\ f_3(w) &= (t_F+273)^4, \\ f_2(v) &= t_0, \\ q_3(w) &= -1, \\ h_3(w) &= t_F. \end{aligned} \tag{25}$$

Ecuaţia Soreau va fi de forma

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & \frac{1}{M} \\ 1 & 1 & t_0 \\ 1 & \frac{-1}{(t_F+273)^4-1} & \frac{-t_F}{(t_F+273)^4-1} \end{vmatrix} = 0 \tag{26}$$

Forma cea mai convenabilă de prezentare a nomogramei este cu scările dispuse pe triunghi. Dispunerea pe drepte paralele a scărilor (u) şi (v) duce la o lungire excesivă a nomogramei.

După transformarea proiectivă de trecere a reţelei cu drepte paralele în reţeaua cu triunghi fix, se obţin următoarele ecuaţii ale scărilor în coordonate carteziene:

scara u

$$x = \frac{-1}{1 + m(f_1 - a_0)}, \qquad y = \frac{(f_1 - a_0)\, m}{1 + m(f_1 - a_0)}; \tag{27}$$

scara v

$$x = \frac{1}{1 + n(f_2 - b_0)}, \qquad y = \frac{(f_2 - b_0)\, n}{1 + n(f_2 - b_0)}; \tag{28}$$

scara w

$$x = \frac{g_3 \cdot m - f_3 \cdot n}{g_3 \cdot m + f_3 \cdot n - (h_3 + a_0 f_3 + b_0 g_3) m \cdot n}, \tag{29}$$

$$y = \frac{-(h_3 + a_0 f_3 + b_0 g_3) mn}{g_3 m + f_3 n - (h_3 + a_0 f_3 + b_0 g_3) m \cdot n}.$$

Pentru nomograma studiată parametrii optimi m şi n sînt

$$m = 2{,}2 \cdot 10^{10},$$
$$n = 1{,}6.10^{-3}. \tag{30}$$

Se alege de asemenea începutul scării temperaturilor la 900°C. Rezultă

$$a_0 = 0,$$
$$b_0 = 900. \tag{31}$$

Cu aceşti parametri şi introducînd relaţiile (25) în formulele (27) (28), (29) se obţin ecuaţiile scărilor nomogramei :

scara u

$$x = \frac{-1}{1 + 2{,}2.10^{10} \cdot \frac{1}{M}}, \qquad y = \frac{1}{1 + \frac{M}{2{,}2.10^{10}}}; \tag{32}$$

scara v

$$x = \frac{1}{1 + 1{,}6.10^{3}\ (t_0 - 900)}, \qquad y = \frac{1}{1 + \frac{M}{1{,}6.10^{-3}\,(t_0 - 900)}}; \tag{33}$$

scara w

$$x = \frac{1{,}6.10^{-3}\,(t_F + 273)^4 + 2{,}2.10^{10}}{2{,}2.10^{10} - 1{,}6.10^{-3}\ (t_F + 273)^4 + 3{,}52 \cdot 10^{7}\,(t_F - 900)}, \tag{34}$$

$$y = \frac{3{,}52.10^{7}\,(t_F - 900)}{2{,}2.10^{10} - 1{,}6.10^{-3}\,(t_F + 273)^4 + 3{,}52.10^{7}\,(t_F - 900)}.$$

Nomograma va avea forma arătată în figura 2.

Rezolventa nomogramei este o dreaptă care trece prin punctele t_0 şi t_F date.

Relaţia (22)

$$M'' = \left(\frac{B'}{B''}\right)^{-1} M',$$

se rezolvă grafic construind prin puncte pentru diverse valori ale raportului $\frac{B'}{B''}$ curbele respective pe o reţea cu coordonate înclinate la 45° faţă de axa x după cum este arătat în figura 3.

Combinînd nomogramele ecuațiilor (20), (21) și (22) se obține nomograma finală de calcul a relației (9);

$$t_F'' = f\left(t_0',\ t_F',\ t_0'',\ \frac{B'}{B''}\right).$$

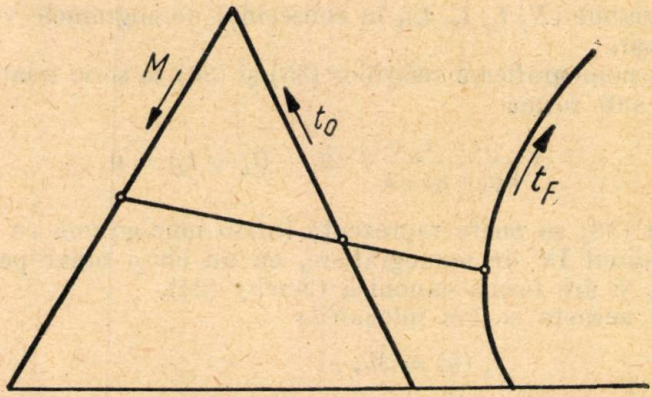


Fig. 2. — Nomograma $M = f(t_0, t_F)$.

Nomograma este dată în figura 4.

Schema de utilizare este dată în chenar.

Pentru obținerea unei precizii suficiente de calcul, nomograma din figura 4 se construiește la o scară mare pe baza relațiilor și indicațiilor date mai sus în lucrare.

Este de remarcat că în relația (9) nu apar parametrii λ și μ ai diagramei I-t, datorită ipotezei simplificatoare inițial admisă ceea ce permite utilizarea aceleiași nomograme (fig. 4) pentru orice combustibil și orice exces de aer în procesul de ardere.

3.2. *Soluția grafică pentru calculul temperaturilor la suprafețele de convecție.* Formula de calcul (19) poate fi descompusă în trei ecuații, introducînd două valori ajutătoare :

$$N'' = \frac{\left[a\left(t_1'' + t_2''\right) + b\right]\left(t_1'' + t_2'' - 2t_f''\right)}{t_1'' - t_2''}, \quad (35)$$

$$N' = \frac{\left[a\left(t_1' + t_2'\right) + b\right]\left(t_1' + t_2' - 2t_f'\right)}{t_1' - t_2'} \quad (36)$$

și

$$N'' = \left(\frac{B'}{B''}\right)^{n-1} N'. \quad (37)$$

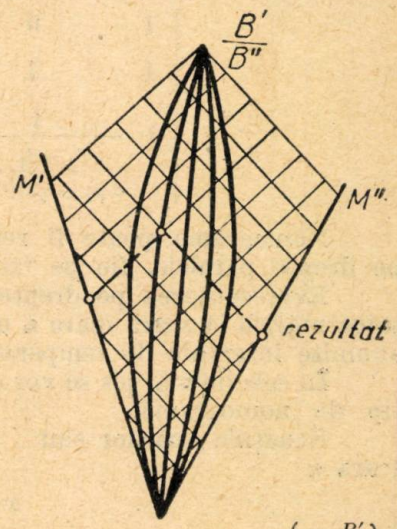


Fig. 3. — Nomograma $M'' = f\left(M', \frac{B'}{B''}\right)$.

Ecuațiile (35) și (36) vor avea nomograme identice, avînd aceeași formă, iar scările rezultantelor intermediare N' și N'' vor fi legate între ele prin nomograma relației de înmulțire cu $\left(\frac{B'}{B''}\right)^{n-1}$.

Ca o particularitate a relațiilor (35) și (36) remarcă că sînt funcții de patru variabile (N, t_1, t_2, t_f), în consecință nomogramele vor cuprinde un cîmp binar.

Pentru nomografierea relațiilor (35) și (36) se scrie relația generală, fără indici, sub forma

$$N\frac{t_1 - t_2}{a(t_1 + t_2) + b} + 2t_f - (t_1 + t_2) = 0 \tag{38}$$

Relația (38) se poate reprezenta într-o nomogramă cu puncte aliniate, de ordinul IV de nomografiere, cu un cîmp binar pentru variabilele t_1 și t_2 și are forma canonică Cauchy (24).

Pentru aceasta se fac înlocuirile

$$\begin{aligned} f_1(u) &= M, \\ f_3(w) &= \frac{t_1 - t_2}{a(t_1 + t_2) + b}, \\ f_2(v) &= 2t_f, \\ g_3(w) &= 1, \\ h_3(w) &= -(t_1 + t_2). \end{aligned} \tag{39}$$

Ecuația Soreau va fi de forma

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & N \\ 1 & 1 & 2t_f \\ 1 & \dfrac{1}{\dfrac{t_1 - t_2}{a(t_1 + t_2) + b} + 1} & \dfrac{t_1 - t_2}{\dfrac{t_1 + t_2}{a(t_1 + t_2) + b} + 1} \end{vmatrix} = 0 \tag{40}$$

Nomograma poate fi reprezentată fie cu cele două scări simple pe drepte paralele, fie pe triunghi.

Reprezentarea pe drepte paralele are avantajul de a da posibilitatea măririi la scară mare a unei anumite porțiuni de diagramă, pentru anumite intervale de temperaturi.

În cele de mai jos se vor da relațiile de calcul, pe scurt, pentru acest tip de nomogramă.

Ecuațiile scărilor sînt

scara u

$$x = 0, \quad y = N; \tag{41}$$

scara v

$$x = 1, \quad y = \xi \cdot 2t_f; \tag{42}$$

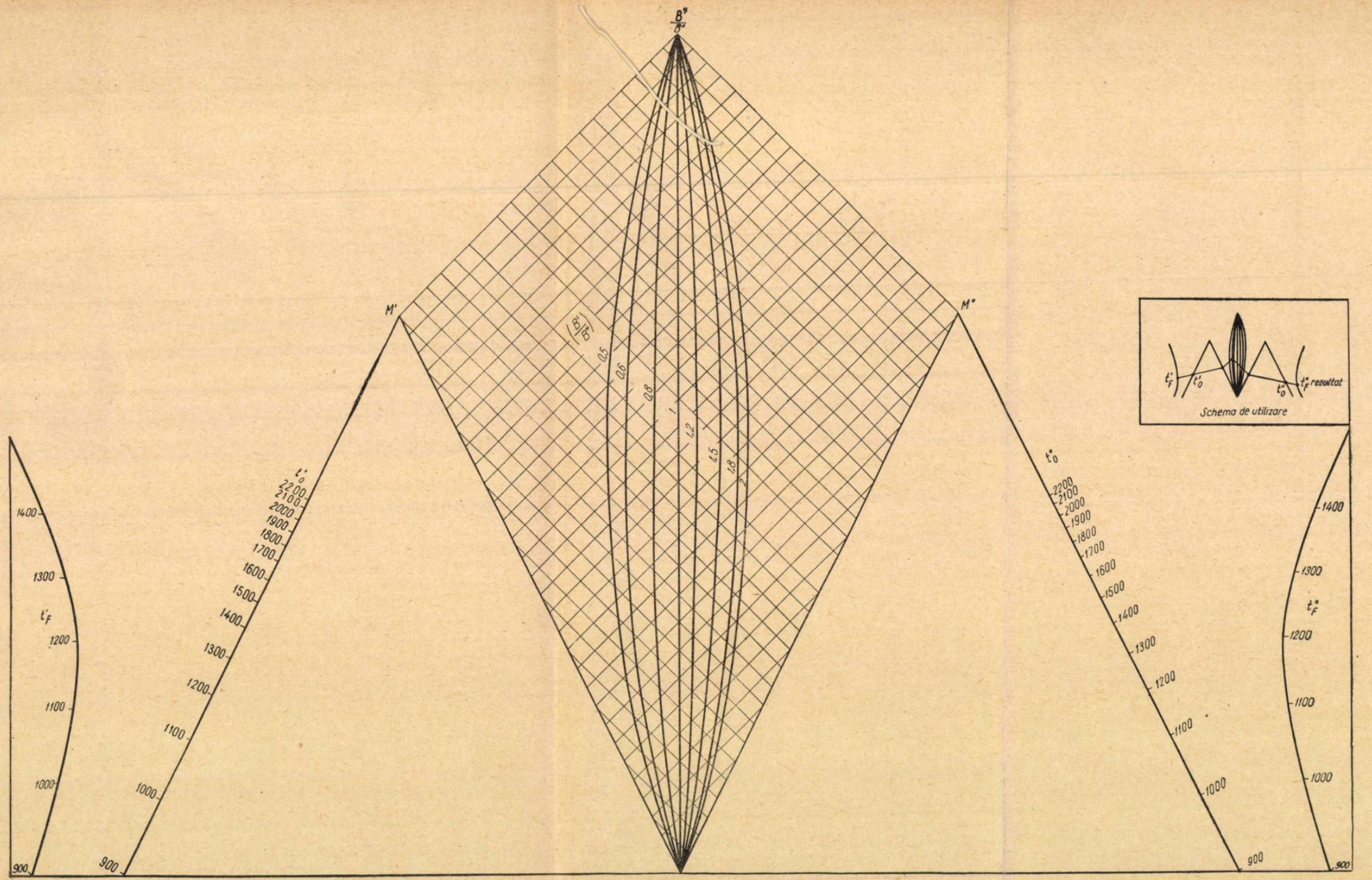


Fig. 4. — Nomograma relației $t''_F = f\left(t'_0, t'_F, t''_0, \frac{B'}{B''}\right)$

cîmpul binar w

$$x = \frac{1}{1 + \xi \frac{t_1 - t_2}{a(t_1 + t_2) + b}}, \quad y = \frac{t_1 + t_2}{1 + \xi \frac{t_1 - t_2}{a(t_1 + t_2) + b}}, \tag{43}$$

unde ξ este parametrul de transformare a nomogramei.

Prin eliminarea lui t_1 și a lui t_2 din ecuațiile (43) se determină ecuațiile familiilor de curbe t_2, respectiv t_1, din cîmpul binar

$$xy\left(\frac{a}{\xi} - 1\right) + x^2\left(\frac{b}{\xi} + 2t_1\right) - \frac{a}{\xi}y - \frac{b}{\xi}x = 0, \tag{44}$$

$$xy\left(\frac{a}{\xi} + 1\right) + x^2\left(\frac{b}{\xi} - 2t_2\right) - \frac{a}{\xi}y - \frac{b}{\xi}x = 0. \tag{45}$$

Nomograma are forma indicată în figura 5.

Reprezentarea nomogramei pe triunghi dă posibilitatea cuprinderii întregului cîmp de temperaturi t_1 și t_2 într-o singură diagramă.

Ecuațiile scărilor sînt ecuațiile generale (27), (28) și (29) date anterior.

Se aleg parametrii de transformare ai nomogramei

$$\begin{aligned} m &= 3{,}2 \cdot 10^{-2}, \\ n &= 10^{-3}, \\ a_0 &= 0, \\ b_0 &= 0. \end{aligned} \tag{46}$$

Cu acești parametri și ținînd seama de relațiile (39) se obțin ecuațiile scărilor nomogramei:

scara u

$$x = \frac{-1}{1 + 3{,}2 \cdot 10^{-2} N}, \quad y = \frac{3{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot N}{1 + 3{,}2 \cdot 10^{-2} N}; \tag{47}$$

scara v

$$x = \frac{1}{1 + 2 \cdot 10^{-3} t_f}, \quad y = \frac{2 \cdot 10^{-3} t_f}{1 + 2 \cdot 10^{-3} t_f}; \tag{48}$$

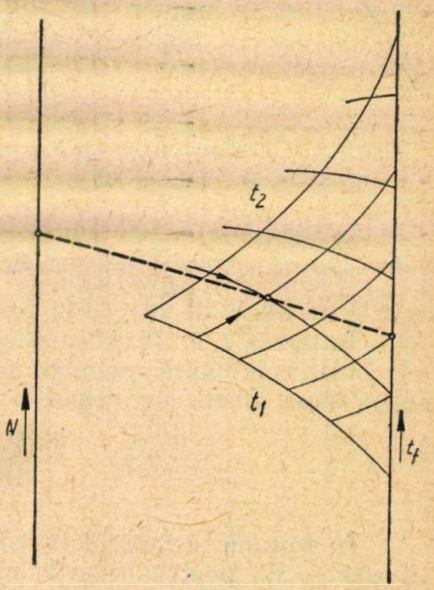


Fig. 5. — Nomograma pe drepte paralele a relației $N = f(t_1, t_2, t_f)$.

cîmpul binar w

$$x = \frac{3{,}2 \cdot 10^{-2} - \frac{t_1 - t_2}{a(t_1 + t_2) + b} \cdot 10^{-3}}{3{,}2 \cdot 10^{-2} + \frac{t_1 - t_2}{a(t_1 + t_2) + b} \cdot 10^{-3} + 3{,}2 \cdot 10^{-5}(t_1 + t_2)}, \tag{49}$$

$$y = \frac{3{,}2 \cdot 10^{-5} (t_1 + t_2)}{3{,}2 \cdot 10^{-2} + \frac{t_1 - t_2}{a(t_1 + t_2) + b} \cdot 10^{-2} + 3{,}2 \cdot 10^{-5} (t_1 + t_2)}.$$

Nomograma va avea forma arătată în figura 6.

Relația (37) se rezolvă grafic construind prin puncte, pentru diverse

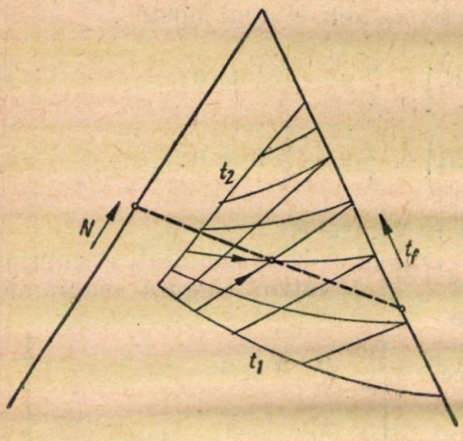


Fig. 6. — Nomograma pe triunghi a relației $N = f(t_1, t_2, t_f)$.

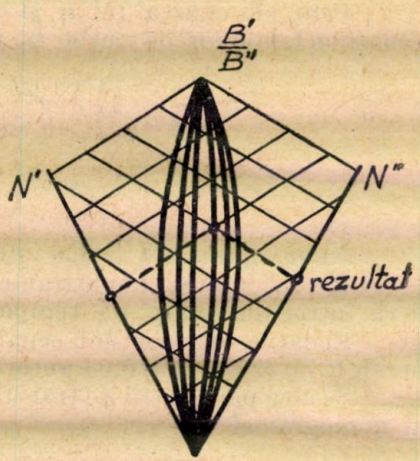


Fig. 7. — Nomograma relației $N'' = f\left(N', \frac{B'}{B''}\right)$.

valori ale raportului $\left(\frac{B'}{B''}\right)$ curbele respective pe o rețea cu coordonate înclinate la un unghi de 20÷30 față de axa x.

În figura 7, se dă schematic nomograma unei astfel de relații.

Prin combinarea nomogramelor ecuațiilor (35), (36) și (37) se obține nomograma finală de calcul a relației:

$$t_2'' = f\left(t_1', t_2', t_f', \frac{B'}{B''}, t_1'', t_f''\right).$$

În formula de calcul (19) intervin și coeficienții a, b și n, a căror valoare se dă pentru cazurile uzuale de suprafețe în tabela 1. Rezultă că pentru fiecare tip de suprafață va trebui construită o nomogramă proprie.

Ca și la nomografierea relației pentru calculul focarului, în relația de nomografiat (19) nu intervin parametrii μ și λ ai diagramei I-t; rezultă că nomogramele construite sînt valabile pentru orice tip de combustibil și orice exces de aer în gazele de ardere.

Pentru obținerea unei precizii mulțumitoare în calculul cu aceste nomograme, este necesară construirea lor la o scară suficient de mare, folosindu-se pentru aceasta formulele și indicațiile date mai sus. Pentru

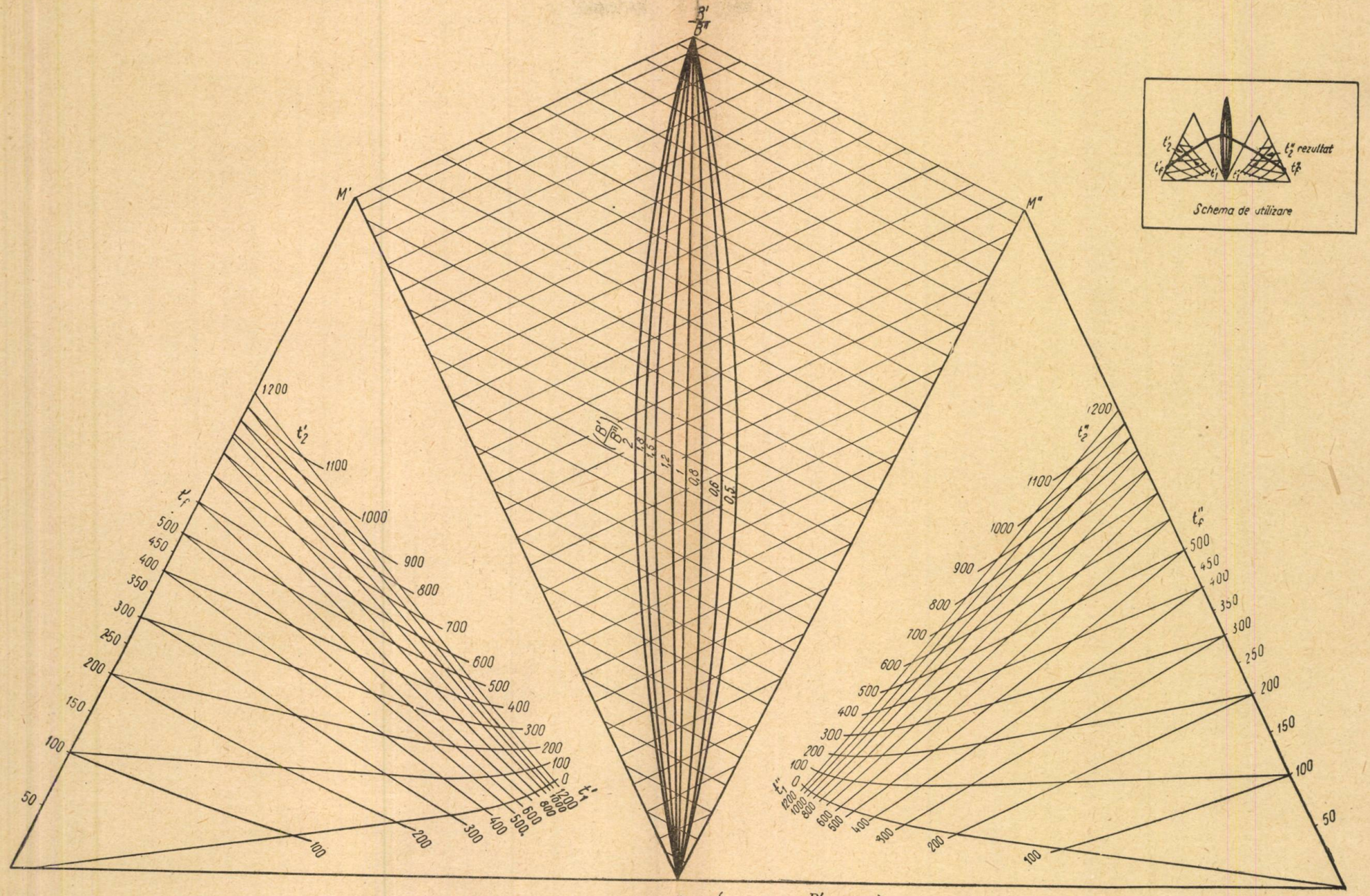


Fig. 8 — Nomograma relației $t''_2 = f\left(t'_1, t'_2, t'_f, \frac{B'}{B''}, t''_1, t''_f\right)$.

cazurile uzuale de suprafețe întîlnite la cazane, sînt suficiente în general patru asemenea nomograme, pentru valorile a, b, și n din tabela 1.

În figura 8, se dă ca exemplu nomograma relației (19) pentru cazul suprafețelor de schimb consistînd într-un fascicul de țevi așezate în linie și scăldate longitudinal.

Schema de utilizare a diagramei este dată în chenar.

4. CONCLUZII

Utilizarea diagramelor de forma celor arătate în figura 4 și figura 8 în proiectarea și ridicarea experimentală a caracteristicilor cazanelor, reduce foarte mult volumul de calcule și încercări necesare stabilirii regimului termic al cazanelor la diferite sarcini de lucru.

Prin faptul că se lucrează cu rapoarte de mărimi (relația (9) și (19)) erorile făcute prin diferitele aproximații sînt mult reduse. Eroarea calculului grafic poate și ea să fie redusă prin construirea nomogramelor la o scară convenabilă.

Nomogramele pot fi folosite și pentru calculul focarelor altor instalații, respectiv pentru calculul regimului termic al suprafețelor de convecție la care schimbul de căldură se face între un gaz și un fluid cu coeficient de transmisie a căldurii α mare.

ТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЛОВ ДЛЯ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ, ОТЛИЧАЮЩИХСЯ ОТ ОБЫЧНОГО РЕЖИМА

РЕЗЮМЕ

В настоящей статье даны основы расчета и номограммы для определения различных режимов работы радиационных и конвективных поверхностей нагрева котлов при данном тепловом режиме и некоторой нагрузке.

Помимо простоты и достаточно большой точности предлагаемого метода, последний избегает необходимости знания характеристик топлива и габаритов поверхностей нагрева, а также скорости газов и коэффициентов теплопередачи.

Номограммы помогают в решении (для радиационных поверхностей) функций вида $t''_F = f\left(t'_0, t'_F, t''_0, \frac{B'}{B''}\right)$, а для конвективных поверхностей функций $t''_2 = f\left(t'_1, t'_2, t'_f, \frac{B'}{B''}, t''_1, t''_2\right)$. В работе приводятся две рабочих номограммы.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Участок кривой $I - t$ уподоблен прямой.
Рис. 2. — Номограмма $M = f(t_0, t_F)$.
Рис. 3. — Номограмма $M'' = f\left(M', \frac{B'}{B''}\right)$.
Рис. 4. — Номограмма отношения $t''_F = f\left(t'_0, t'_F, t''_0, \frac{B'}{B''}\right)$.
Рис. 5. — Номограмма на параллельных прямых, отношения $N = f(t_1, t_2, t_f)$.
Рис. 6. — Номограмма на треугольнике отношения $N = f(t_1, t_2, t_f)$.
Рис. 7. — Номограмма отношения $N'' = f\left(N', \frac{B'}{B''}\right)$.
Рис. 8. — Номограмма отношения $t''_2 = f\left(t'_1, t'_2, t'_f, \frac{B'}{B''}, t''_1, t''_f\right)$.

CALCUL THERMIQUE DES CHAUDIÈRES POUR DES RÉGIMES DE TRAVAIL DIFFÉRANT D'UN RÉGIME CONNU

RÉSUMÉ

L'auteur présente les bases de calcul et les nomogrammes pour la détermination des divers régimes de travail des surfaces de radiation et de convection des chaudières, lorsque l'on connaît le régime thermique correspondant à une charge donnée.

Outre la simplicité et la précision suffisamment grande de la méthode, elle n'exige pas la connaissance des caractéristiques du combustible, des caractéristiques de dimensions des surfaces, de la vitesse des gaz et des coefficients de transmission de la chaleur.

Les nomogrammes résolvent la fonction $t''_F = f\left(t'_0, t'_F, t''_0, \frac{B'}{B''}\right)$ pour les surfaces de radiation, et la fonction $t''_2 = f\left(t'_1, t'_2, t'_f, \frac{B'}{B''}, t''_1, t''_f\right)$ pour les surfaces de convection. L'auteur donne deux nomogrammes de travail.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Assimilation à une droite d'une portion du diagrame $I - t$.
Fig. 2. — Nomogramme de $M = f(t_0, t_F)$.
Fig. 3. — Nomogramme de $M'' = f\left(M', \frac{B'}{B''}\right)$.
Fig. 4. — Nomogramme de la relation $t''_F = f\left(t'_0, t'_F, t''_0, \frac{B'}{B''}\right)$.
Fig. 5. — Nomogramme à droites parallèles de la relation $N = f(t_1, t_2, t_f)$.

Fig. 6. — Nomogramme triangulaire de la relation $N = f(t_1, t_2, t_f)$.

Fig. 7. — Nomogramme de la relation $N'' = f\left(N', \frac{B'}{B''}\right)$.

Fig. 8. — Nomogramme de la relation $t_2'' = f\left(t_1', t_2', t_f', \frac{B'}{B''}, t_1'', t_f''\right)$.

BIBLIOGRAFIE

1. *** *Нормы теплового расчета котельного агрегата.* Москва, 1959.
2. *** *Теплсвой расчет котельных агрегат-нормативный метод.* Москва, 1959.
3. M. A. MIHEEV, *Bazele transmiterii căldurii.* Bucureşti, 1953.
4. F. MÜZINGER, *Dampfkraft.* Berlin, 1949.
5. M. LEDINEGG, *Dampferzeugung.* Springer-Wien, 1952.

DETERMINAREA PUNCTELOR CARACTERISTICE ALE CENUŞELOR UNOR LIGNIŢI *)

DE

G. SINGER şi I. CARABOGDAN

1. Buna funcţionare a cazanelor, atît în cazul arderii în strat cît şi în stare pulverizată, cere cunoaşterea anumitor caracteristici fizico-chimice ale combustibililor şi ale cenuşei acestora. Dintre aceste caracteristici, cele ale fuzibilităţii cenuşei joacă un rol important, cunoaşterea lor fiind necesară atît în procesul de proiectare, cît şi în cel de exploatare a instalaţiilor de cazane. Necunoaşterea sau neglijarea acestor caracteristici ale cenuşelor atrag după sine depuneri masive de zgură pe ecrane şi pe materialul refractar din focare ceea ce duce la scăderea randamentului transmisiei de căldură din focar, deci la scăderea corespunzătoare a debitului cazanului.

În articolul de faţă se prezintă punctele caracteristice ale cenuşelor cîtorva cărbuni inferiori, caracteristici determinate prin metoda observaţiei directe a corpurilor de probă. Metoda aceasta este utilizată în diverse ţări, [1]—[4] şi recomandată recent de către ISO [5].

2. Conform recomandării ISO s-au considerat următoarele trei puncte caracteristice :

— temperatura de înmuiere sau deformare, care se recunoaşte prin rotunjirea muchiilor sau vîrfului ;

— temperatura de topire sau semisferă, la care corpul formează o masă semisferică, sau s-a îndoit, atingînd cu vîrful placa de bază ;

— temperatura de curgere, la care corpul de probă curge pe placă după ce s-a deformat, înălţimea masei topite fiind aproximativ o treime din înălţimea semisferei.

Între primele două temperaturi se defineşte zona de înmuiere şi între ultimele două zona de curgere.

Deoarece literatura de specialitate [1]—[4] şi [6]—[19] prevede diferite forme şi mărimi ale corpurilor de probă, lianţi, atmosfere de lucru

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 15 octombrie 1959.

etc., s-au făcut o serie de încercări prealabile pentru determinarea influenţei factorilor de mai sus asupra punctelor caracteristice.

În cadrul Institutului de energetică s-au determinat punctele caracteristice pentru cenuşele unor cărbuni a căror analiză este dată în tabela 1.

Tabela 1

Analiza cărbunilor

Cărbunele	Simb	Raportat la masa de lucru								A^u
		W	A	P_{ci}	C	H	S_t	S_c	O + N	
		%	%	kcal/kg	%	%	%	%	%	%
1. Vărzari	*BL*	13,88	32,4	3 422	33,7	3,95	3,20	2,11	14,02	37,6
2. Filipeştii de Pădure	*BL*	8,89	43,61	2 763	30,55	2,84	3,27	1,99	12,32	47,85
3. Rovinari	*BL*	12,02	36,14	2 626	31,00	3,00	1,68	1,16	16,68	41,07
4. Chiejd	*BL*	12,13	40,05	2 806	31,14	2,88	2,39	1,71	12,09	45,57
5. Caransebeş	*BL*	17,60	28,70	2 750	30,17	2,31	2,16	1,87	12,35	34,8
6. Căpeni	*BA*	22,13	13,52	3 140	37,88	3,77	2,41	1,47	21,23	17,33
7. Schitu Goleşti	*BL*	10,08	21,78	3 821	43,97	3,90	1,46	0,83	19,44	24,22
8. Sărmăşag	*BL*	12,05	31,05	3 144	36,07	3,29	2,13	1,35	16,19	35,30
9. Uricani	*H*	2,98	42,77	3 939	38,80	3,96	1,47	1,06	10,35	45,52

3. Pentru determinarea acestor puncte s-a folosit un cuptor Tamman cu mufa aşezată orizontal; reglajul temperaturii s-a realizat cu ajutorul reostatelor, iar măsurarea temperaturii cu ajutorul unui termocuplu de

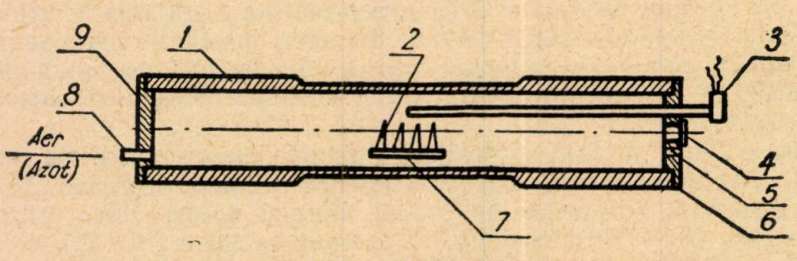


Fig. 1. — Amplasarea corpurilor de probă în mufă.

platin=rhodiu-platin (*3*), introdus în mufă (*1*). Capacul anterior (*6*) al mufei prevăzut cu un ochi de control din mică permite observarea corpurilor de probă introduse pe o placă în interiorul acesteia (fig. 1). Pentru prelevarea probelor de gaz s-a folosit o sondă de gaz răcită, iar analiza s-a realizat cu un analizor chimic.

3.1. O serie de încercări preliminare au fost efectuate pentru cunoaşterea caracteristicilor funcţionale ale cuptorului.

S-a verificat astfel că ritmul de creştere a temperaturii din interiorul mufei se situează în limitele recomandate (10—15°C pînă la 800°C şi de 5—8°C dincolo de 800°C) păstrate cu rigurozitate în timpul încercărilor. Regimul de temperaturi existent de-a lungul mufei este dat în figura 2.

3.2. Cenuşa pentru corpurile de probă s-a obţinut prin calcinarea la 800°C pînă la greutate constantă, a unui cărbune adus la granulaţia sub 200 microni. Cenuşa, înainte de a fi amestecată cu un liant, a fost mojarată. După formarea în matriţă confecţionată din alamă, corpurile de probă sînt aşezate pe o placă şi introduse în interiorul mufei. Pentru o cenuşă au fost efectuate cel puţin două determinări [19]. Diferenţa maximă admisă a fost de ±30°C.

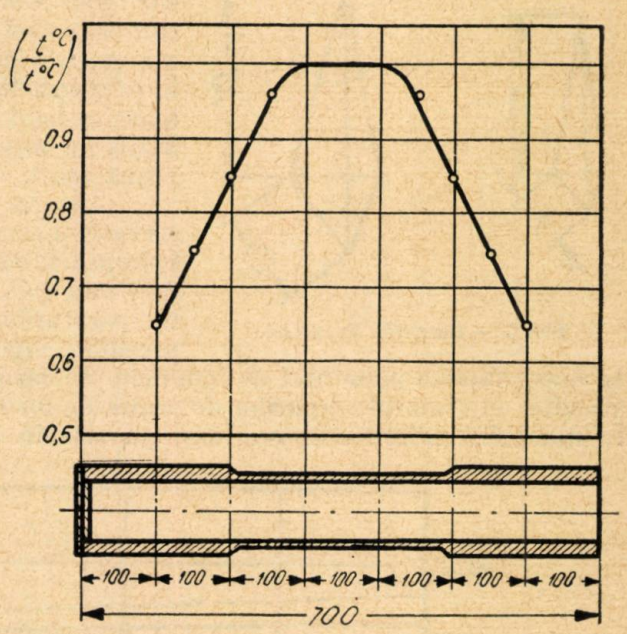


Fig. 2. — Regimul de temperaturi de-a lungul mufei.

4. Prima grupă de experienţe a avut ca scop studierea influenţei mărimii şi formei corpurilor de probă asupra valorii punctelor caracteristice.

4.1. Au fost comparate următoarele două mărimi :

— corp de probă în formă de piramidă, cu bază triunghi echilateral, avînd latura de 12,5 mm, cu una din feţele laterale perpendiculară pe bază, înălţimea piramidei de 25 mm [3];

— corp de aceeaşi formă, cu latura triunghiului de bază de 7 mm şi înălţimea de 20 mm [1].

În cele ce urmează ele sînt numite corpuri mari, respectiv mici. Temperaturile caracteristice sînt date în tabela 2.

Tabela 2

Influenţa mărimii corpurilor de probă asupra punctelor caracteristice

Cărbunele		t_1 °C		t_2 °C		t_3 °C	
		Corpuri mici	Corpuri mari	Corpuri mici	Corpuri mari	Corpuri mici	Corpuri mari
1. Filipeştii de Pădure	*BL*	1 125	1 150	1 325	1 330	1 375	1 374
2. Rovinari	*BL*	1 200	1 190	1 515	1 500	1 545	1 520
3. Caransebeş	*BL*	1 240	1 210	1 540	1 560	1 610	1 610
4. Căpeni	*BA*	1 245	1 250	1 305	1 320	1 325	1 360

După cum se vede, diferenţa dintre valorile punctelor obţinute este mică şi se situează în limita erorilor admise de metodica experimentală. Se poate afirma deci că mărimea corpului de probă nu are influenţă asupra temperaturilor caracteristice ale cenuşelor. Corpurile mai mici necesită o cantitate mai mică de cenuşă, dar sînt mai greu de manevrat, în special în cazul în care apa distilată (fără dextrină) este luată ca liant. Din acest motiv determinările au fost efectuate cu corpuri de probă mari.

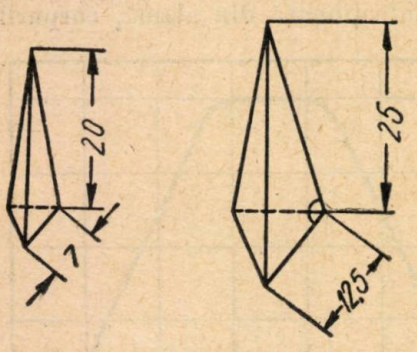


Fig. 3. — Corpurile de probă.

4.2. Au fost făcute în paralel observaţii şi asupra unor corpuri de probă în formă cilindrică cu ∅ 7 mm şi înălţimea de 7 mm [4]. Pentru aceasta stabilirea temperaturilor caracteristice este mai greoaie şi mult mai subiectivă, în special la determinarea punctului de înmuiere. Se menţionează că temperaturile stabilite cu ajutorul corpurilor de probă de formă cilindrică se încadrează în domeniul valorilor determinate cu cele în formă de piramidă.

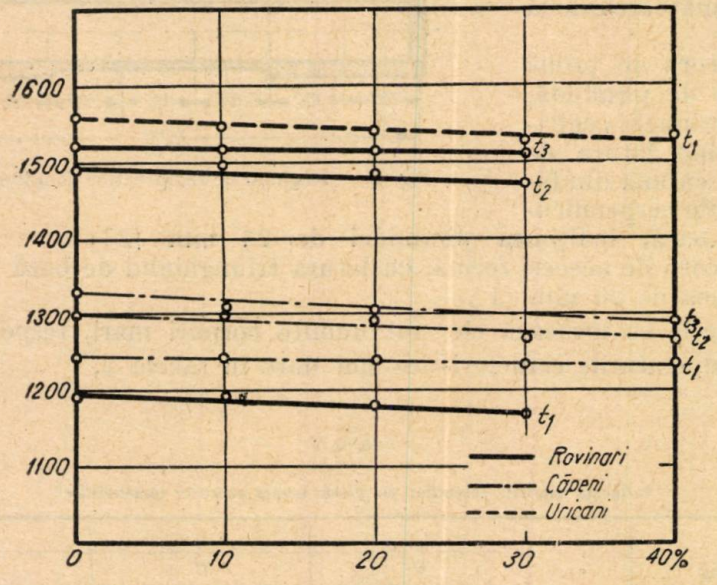


Fig. 4. — Influenţa concentraţiei de dextrină asupra temperaturilor caracteristice.

5. A doua grupă de încercări a urmărit influenţa concentraţiei de dextrină în soluţia de liant. S-au determinat temperaturile caracteristice pentru concentraţia de dextrină în apă, de 0% (apă distilată pură), 10, 20, 30 şi 40%. În figura 4 se dau rezultatele obţinute.

După cum se vede, mărirea concentrației de dextrină în soluția folosită ca liant determină scăderea valorii temperaturii respective. Astfel, pentru o creștere a concentrației de la 0 la 40% valoarea temperaturii scade cu aproximativ 20—30°C. Din acest motiv determinările au fost făcute de autori fără folosirea dextrinei. Singurul inconvenient al folosirii apei distilate ca liant constă în faptul că prepararea corpurilor de probă trebuie făcută puțin timp înainte de determinarea propriu-zisă; *conurile* preparate cu mult înaintea determinării devin sfărîmicioase și deci greu de manevrat.

6. A treia grupă de experiențe a căutat să evidențieze influența atmosferei din mufă asupra temperaturii punctelor caracteristice. Au fost efectuate încercări în atmosferă neutră, oxidantă și semireducătoare. Atmosfera neutră a fost realizată prin insuflare de azot; analiza gazelor a variat în timpul acestor determinări astfel: CO_2 între 1,4 și 2%, CO cel mult urme, O_2 fiind 0%. Atmosfera oxidantă s-a realizat prin insuflare de aer comprimat. În acest caz CO_2 a variat între 8,2 și 16%, CO între 1 și 5% și O_2 între 0,5 și 3%. Pentru obținerea atmosferei semireducătoare a fost suficientă simpla deschidere a orificiului pentru luarea probelor de gaz, întrucît mufa cuptorului Tamman este din grafit. La determinările în mediul semireducător CO_2 a variat între 2,4 și 16%, CO între 10 și 32% iar O_2 uneori urme. Pentru atmosfera semireducătoare literatura [19] prevede o variație a CO între 10—70% și lipsa de O_2.

În urma analizei rezultatelor obținute (tabela 3) la studierea a patru cenușe de cărbune, la diferite medii existente în interiorul mufei se pot trage următoarele concluzii:

— temperatura de înmuiere este practic aceeași în atmosfera neutră, semireducătoare, oxidantă;

— temperatura de topire și de curgere este pentru majoritatea cazurilor mai coborîtă în atmosfera oxidantă față de cea neutră și semireducătoare.

Tabela 3

Influența atmosferei asupra punctelor caracteristice

Cărbunele		Atmosfera	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1. Vărzari	*BL*	Semireducătoare	1 130	1 400	1 420
		Neutră	1 135	1 370	1 390
2. Rovinari	*BL*	Semireducătoare	1 190	1 500	1 520
		Neutră	1 195	1 475	1 510
		Oxidantă	1 185	1 435	1 500
3. Caransebeș	*BL*	Semireducătoare	1 210	1 560	1 610
		Neutră	1 180	1 490	1 515
4. Căpeni	*BA*	Semireducătoare	1 250	1 320	1 390
		Neutră	1 240	1 255	1 265
		Oxidantă	1 220	1 300	1 310

Ca urmare a faptului că zonele de înmuiere și curgere, în cazul atmosferei semireducătoare, sînt mai mari decît în cazul altor atmosfere,

deci zgurile se păstrează în stare vîscoasă o perioadă mai mare de timp, fenomen nedorit în procesul de exploatare, deoarece generează cu o intensitate sporită depunerile de zgură pe suprafeţele reci ale focarului, pentru determinările efectuate s-a ales ca atmosferă de lucru mediul semireducător. Literatura de specialitate consideră, de altfel, că în imediata apropiere a ecranelor, în cazul arderii în stare pulverizată, sau în

Tabela 4

Punctele caracteristice ale cenuşelor cărbunilor cercetaţi

Cărbunele		t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1. Vărzari	BL	1 130	1 400	1 420
2. Filipeştii de Pădure	BL	1 150	1 330	1 375
3. Rovinari	BL	1 190	1 500	1 520
4. Chiejd	BL	1 200	1 420	1 500
5. Caransebeş	BL	1 210	1 510	1 610
6. Căpeni	BA	1 250	1 320	1 360
7. Schitu Goleşti	BL	1 290	1 470	1 510
8. Sărmăşag	BL	1 300	1 440	1 490
9. Uricani	H	1 560	> 1 600	> 1 600

stratul de cărbune de pe grătar, în cazul arderii în strat, se găseşte o atmosferă semireducătoare.

7. Pe baza concluziilor primelor trei grupe de încercări s-au efectuat determinările punctelor caracteristice pentru cenuşele cărbunilor din tabela 1, în următoarele condiţii:

— corpuri de probă mari,
— apă distilată ca liant,
— atmosferă semireducătoare.

Rezultatele determinărilor sînt prezentate în tabela 4.

Pentru aceleaşi cenuşe au fost determinate punctele caracteristice şi prin metoda Bunte-Baum în scopul comparării rezultatelor obţinute prin ambele metode. Se menţionează că la metoda Bunte-Baum solicitarea mecanică combinată cu cea termică îngreunează interpretarea curbei de variaţie a înălţimii, îndepărtînd mai mult fenomenul de situaţia din focar. Punctele caracteristice determinate prin această metodă sînt mai coborîte decît cele determinate prin metoda observaţiei directe; aceasta se explică prin solicitarea mecanică la care sînt supuse corpurile de probă. Diferenţa variază în jurul a 150—200°C ajungînd uneori şi 600°C. Nu s-a putut găsi nici un fel de interdependenţă între datele obţinute prin ambele metode.

8. Pentru cenuşele cercetate, a căror analiză chimică e dată în tabela 5 s-a încercat să se vadă în ce măsură compoziţia chimică a cenuşelor afectează şi explică variaţia temperaturilor caracteristice. Rezultatele obţinute de diverşi autori permit gruparea diferiţilor oxizi din cenuşă în două mari grupe:

— grupa oxizilor care ridică temperatura punctelor, din care fac parte SiO_2 şi Al_2O_3;

— grupa oxizilor care coboară temperatura, din care fac parte FeO, Fe_2O_3, CaO, MgO, Na_2O, K_2O.

De remarcat că ridicarea conținutului de Al_2O_3 are în general o influență mai mare asupra punctelor caracteristice decît cea de SiO_2. Astfel pentru cenușele cărbunilor de Schitu-Goleşti și de Sărmășag conținutul de SiO_2, FeO, Fe_2O_3, CaO, MgO, K_2O și Na_2O este aproxima-

Tabela 5

Analiza cenușelor

Cenușa de	SiO_2 %	Al_2O_3 %	Fe_2O_3 %	FeO %	CaO %	MgO %	SO_3 %	K_2O %	Na_2O %
1. Vărzari	34,46	18,67	21,48	0,29	15,79	3,12	5,70	0,29	0,24
2. Filipeștii de Pădure	49,64	25,77	7,23	0,46	4,22	1,44	7,68	0,46	3,10
3. Rovinari	51,76	27,17	7,46	0,50	7,04	2,10	3,49	0,47	urme
4. Chiejd	53,59	22,94	9,84	0,51	5,82	1,27	4,46	0,75	0,82
5. Caransebeș	52,42	27,17	7,41	1,94	5,82	1,78	2,48	0,39	0,59
6. Căpeni	33,05	14,46	8,54	1,20	20,84	3,49	17,04	0,38	1,00
7. Schitu Goleşti	49,32	20,56	9,80	0,86	9,35	2,73	7,37	urme	urme
8. Sărmășag	49,42	22,07	10,00	0,72	8,47	3,25	5,33	0,51	0,23
9. Uricani	58,90	23,80	7,49	0,73	4,01	1,64	2,61	0,29	0,53

tiv același; conținutul de Al_2O_3 diferă numai cu 2% și are ca urmare o ridicare de circa 10°C. Influența oxidului de calciu este în funcție de proporția în care se găsește în cenușă. Astfel în cazul determinărilor cu cărbune de Vărzari, cenușa cu un conținut de Fe_2O_3 de circa 21% are punctul de înmuiere coborît (de 1130°C) în comparație cu celelalte cenușe. Trebuie arătat însă că o creștere a conținutului de CaO peste 18—20% duce la ridicarea temperaturii de înmuiere [20]. Astfel cenușa de Căpeni cu un conținut de 20,84% are temperatura de deformare mai ridicată decît cenușa de Caransebeș (1250 față de 1210°C), cu toate că suma $Al_2O_3 + SiO_2$ este mult mai mică (47,51 față de 79,59%). O altă proprietate a oxidului de calciu este micșorarea zonelor de înmuiere și curgere, fapt explicat și de comportarea cenușei de Căpeni. Oxizii de sodiu și potasiu coboară punctele caracteristice, în special cel de înmuiere. Astfel, cenușa de Filipești cu un conținut de $Na_2O + K_2O$ de 5,56% are această temperatură mai coborîtă decît cea de Chiejd (1150 față de 1200°C) deși celelalte componente ale analizei acestor două cenușe sînt în procente egale.

Din cele arătate rezultă complexitatea influenței componenților chimici asupra temperaturilor caracteristice. Pe baza datelor obținute s-a găsit o corespondență aproximativă — valabilă însă numai pentru aceeași clasă de combustibili — între compoziția chimică a cenușei în oxizi și punctele de topire și de curgere.

În figura 5 sînt trasate în ordonată temperaturile, iar pe abscisă coeficientul $K = \frac{SiO_2 + Al_2O_3}{Fe_2O_3 + MgO + CaO}$. După cum se vede cu excepția cenușei de Filipești toate celelalte cenușe au temperatura de topire și curgere plasate aproximativ pe o dreaptă. Diagrama din figura 5 poate folosi

numai la o determinare în prima aproximaţie a temperaturilor de topire şi curgere pentru cenuşele unor ligniţi.

Pentru proiectarea şi exploatarea instalaţiilor de cazane este necesară însă determinarea punctelor caracteristice ale cenuşei, deoarece numai

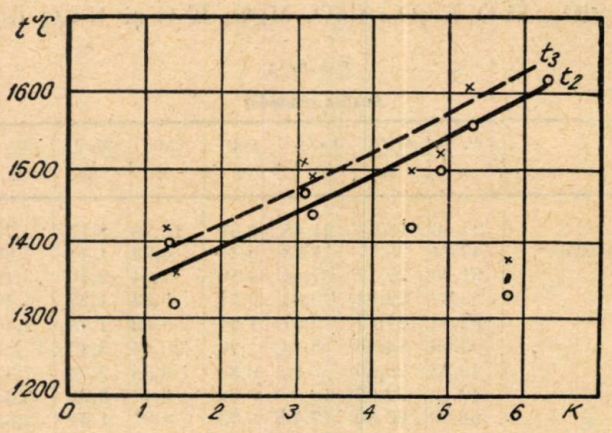


Fig. 5. — Dependenţa între compoziţia cenuşei şi punctele caracteristice pentru cenuşele unei clase de combustibili.

astfel pot fi luate măsurile adecvate unei funcţionări sigure şi economice a instalaţiei.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИХ ТОЧЕК ЗОЛЫ НЕКОТОРЫХ ЛИГНИТОВ

РЕЗЮМЕ

Даются характеристические точки золы некоторых румынских углей, определяемые методом непосредственного наблюдения. Было определено влияние величины пробных тел, содержания декстрины в крепителе, а также рабочей атмосферы, на характеристические температуры. Были проверены также, некоторые гипотезыо влиянии различных окислов, входящих в состав зол, на эти характеристические точки.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Расположение пробных тел в муфеле.
Рис. 2. — Температурный режим вдоль муфеля.
Рис. 3 — Пробные тела.
Рис. 4 — Влияние концентраций декстрина на характеристические температуры.
Рис. 5. — Зависимость состава золы от характеристических точек для золы определенного класса топлива.

DÉTERMINATION DES POINTS CARACTÉRISTIQUES DES CENDRES DE QUELQUES LIGNITES

RÉSUMÉ

Les auteurs indiquent les points caractéristiques des cendres de quelques charbons roumains, déterminés par la méthode de l'observation directe. Ils ont déterminé l'influence de la grosseur des échantillons, de la teneur en dextrine du liant et de l'atmosphère du four sur les températures caractéristiques. En outre, ils ont vérifié certaines hypothèses concernant l'influence, sur les points caractéristiques, des divers oxydes qui entrent dans la composition des cendres.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Disposition des échantillons dans le moufle.
Fig. 2. — Régime des températures le long du moufle.
Fig. 3. — Echantillons.
Fig. 4. — Influence de la concentration de la dextrine sur les températures caractéristiques.
Fig. 5. — Relation entre la composition de la cendre et les points caractéristiques, dans le cas de la cendre d'une classe de combustibles.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * ГОСТ 2057-49.
2. * * * A.S.T.M. D 271-48.
3. * * * BSS 453-1932.
4. * * * DIN 51730.
5. * * * ISO. A cincea plenară a Comitetului tehnic Nr. 27, 12—18 iunie 1958 Harrogate.
6. E. Prost, Colliery Guardian, 74, 602 (1897.)
7. H. Teune, Gas. Haag, *11*, 506 (1912).
8. P. Nicholls, W. A. Selvig, U. S. Bur. Minea Bull., 364 (1932).
9. Le Chatelier-Chantetre, Bull. Soc. d'encour., 273 (1902).
10. B. Cobb, Journ. Soc. Chem. Ind., *11* (1904).
11. J. Constam, Journ. Gaslighting, 52 (1915).
12. G. Marks, Journ. Amer. Soc. Chem. Eng., 211 (1915).
13. J. Hubley, Power, 796 (1914).
14. O. W. Palmenberg, Journ. ASME, 211 (1915).
15. E. Rickets, Journ. ASME, 213 (1915).
16. A. C. Fieldner, A. E. Hall, A. L. Feild, US Bur-Mines Bull., 129 (1918).
17. H. H. Lowry, *Chemistry of coal utilization.* Vol. I. Wiley & Sons, New York, 1947,498.
18. W. Rademacher, *Bestimmung des Asche-Schmelzverhaltens fester Brennstoffe.* Brennstoff. Chemie, 30, 21/22, 377—384 (1949).
19. Т. А. Зикеев, А. И. Корелин, *Анализ энергетического топлива.* Госэнергоиздат, 1948.
20. А. В. Голубцов, И. Я. Залкинд, *Огнеупоры и шлаки в энергетике.* Госэнергоиздат, 1953.

SCHEME PENTRU FOLOSIREA TURBINEI DE GAZ METAN *)

DE

ADRIAN CĂLIN VASILESCU şi VICTOR PIMSNER

Dezvoltarea rapidă, în ultimii zece ani, a industriei extractive de gaz metan din Republica Populară Romînă, a condus, prin realizarea unei producţii de 8 312,8.10^6Nm^3 în anul 1958, la situarea ţării noastre pe locul al doilea în Europa, după U.R.S.S. Folosirea gazului metan impune transportul său prin conductă pînă la consumatori; la noi în ţară vehicularea gazului se face încă sub acţiunea presiunii naturale a acestuia. Ca urmare, o bună parte din energia ce se poate obţine prin destinderea gazului metan este astfel cheltuită pentru învingerea rezistenţelor de pe traseu. O altă parte, şi anume cea corespunzătoare diferenţei de presiune dintre sonde şi conducte, este folosită într-o anumită măsură la comprimarea gazelor de presiune mai scăzută cu ajutorul compresoarelor cu jet. Rămîne neutilizată încă energia corespunzătoare destinderii gazului de la presiunea conductei şi pînă la presiunea necesitată de consumatori. Această cantitate de energie poate fi substanţială deoarece debitul de gaz transportat de o conductă este important iar căderile de presiune între conductă şi consumator la punctul final al conductei — sau în special pe traseu — pot fi mari. Maşina care rezolvă optim problema obţinerii acestei cantităţi de energie este turbina de gaz metan care serveşte la producerea de lucru mecanic prin simpla destindere a gazului metan. Asemenea instalaţii au fost realizate, literatura menţionînd spre exemplu : turbina de gaz metan de la centrala termoelectrică Tavazzano, turbinele de gaz metan înaintaşe (şi grup de pornire) pentru trei centrale cu turbine de gaze construite de BBC pentru Iran, instalaţii de lichefiat gazul metan prin destinderea acestuia într-o turbină (S.U.A.) ca şi cercetările experimentale, efectuate la staţia Saroş a Institutului de energetică.

Turbina de gaz metan poate fi concepută ca dezvoltînd numai energie mecanică sau dezvoltînd energie mecanică şi frig.

Energia mecanică produsă de turbină poate fi utilizată fie la antrenarea unui generator electric fie la antrenarea unei maşini cu palete, de preferinţă un compresor.

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 10 octombrie 1959.

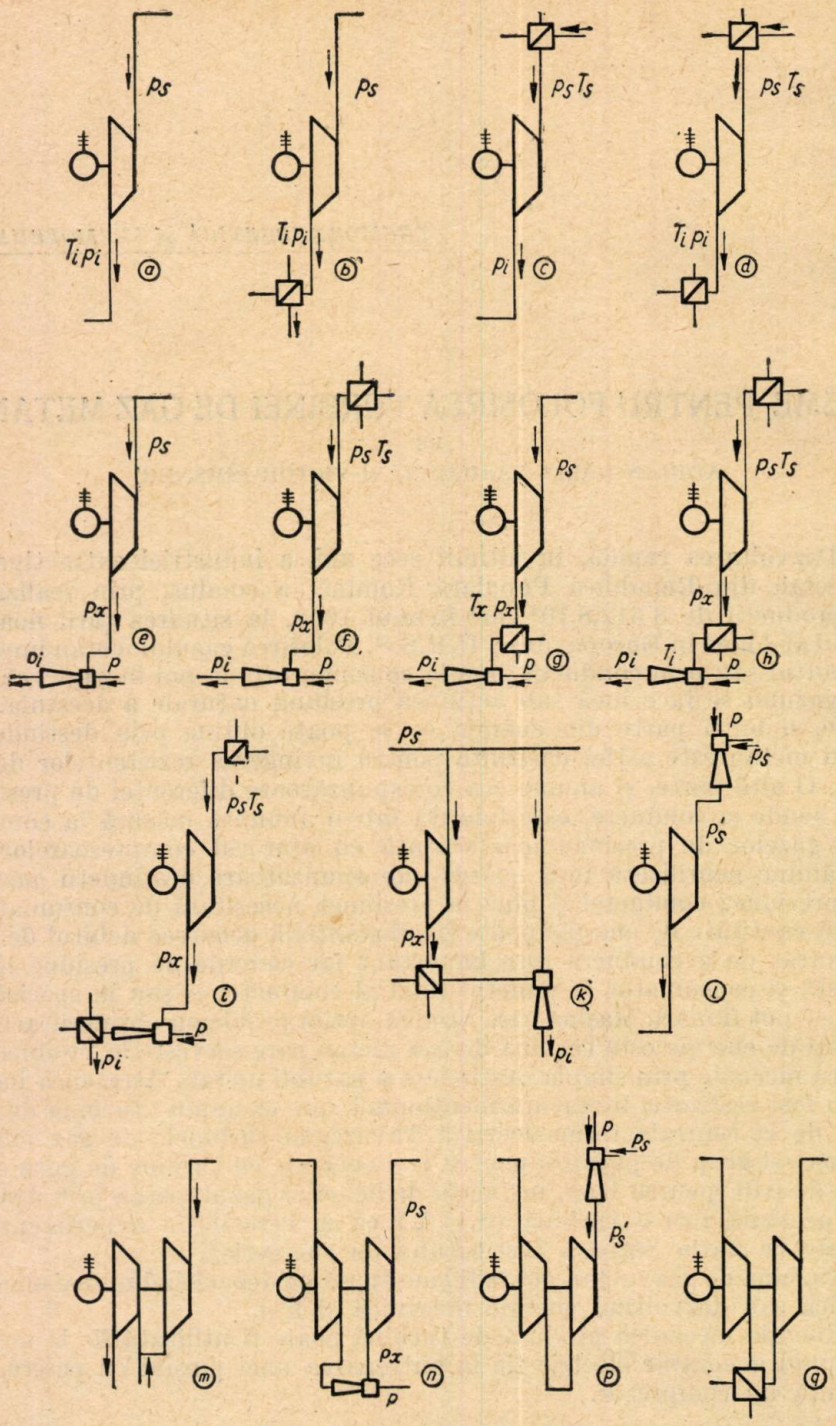


Fig. 1. — Scheme de montaj ale turbinei de gaz metan antrenînd un generator electric.

În sfîrşit, turbina poate fi utilizată fie singură, în care caz se scontează numai efectul mecanic, fie cu schimbătoare de căldură, cînd se urmăreşte şi un efect termic. Pentru a ameliora modul de funcţionare al turbinei se poate cupla eventual cu un compresor cu jet de gaz metan, sau se poate fracţiona destinderea în mai multe trepte. Locul de montaj al turbinei de gaz metan este dictat de condiţii de presiune şi debit ; el poate fi atît la cele două capete ale unei conducte magistrale, cît şi undeva pe parcursul ei.

În literatura romînească de pînă în prezent au existat preocupări pentru analizarea performanţelor turbinei de gaz metan fără însă a epuiza această problemă. Scopul prezentului articol constă în analiza sistematică a schemelor de montaj ale turbinelor de gaz metan cuplate, fie cu un generator electric, fie cu un compresor pentru a evidenţia posibilităţile şi performanţele diferitelor montaje.

În cele ce urmează se urmăreşte puterea obţinută, efectul frigorific, avantajul introducerii schimbătorului de căldură sau al compresorului cu jet.

Calculele s-au făcut considerînd fluidul de lucru gaz ideal, iar procesele termodinamice lipsite de pierderi. Lucrarea tratează două utilizări ale turbinei de gaz metan : turbine de antrenare a generatorilor electrici şi turbine de antrenare a compresoarelor rotative.

1.1. Principial pot exista multiple moduri de montare a turbinei de gaz metan între conducta cu presiunea p_s şi punctul de utilizare avînd presiunea p_i ; cel mai simplu mod, este legarea directă la cele două conducte de gaz (fig. 1 *a*). Puterea obţinută la turbină depinde de gradul de destindere (fig. 2) — o dată cu efectuarea lucrului mecanic de destindere, se realizează şi o scădere a temperaturii fluidului (fig. 3). În cele două diagrame s-au trasat curba de saturaţie a vaporilor şi curba limită a formării hidraţilor de metan. Din cercetarea diagramelor respective rezultă că puterile obţinute sînt relativ mari, reprezentînd 4—8% din puterea ce s-ar putea obţine într-o instalaţie termoenergetică care foloseşte gazul metan pen-

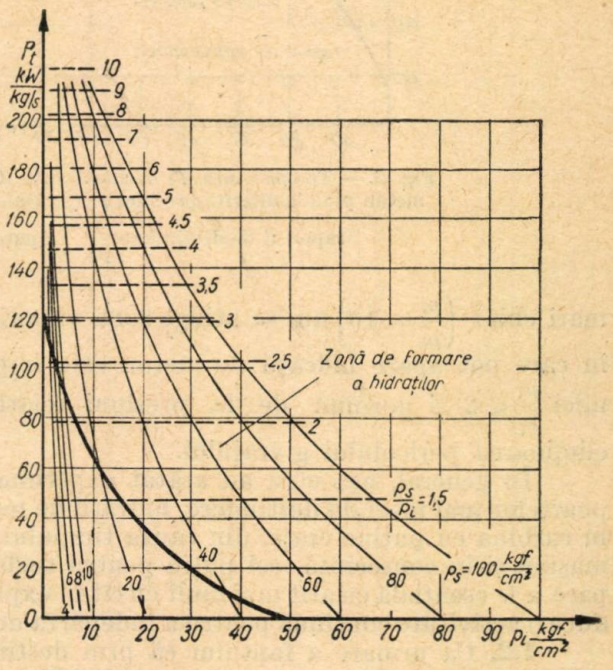


Fig. 2. — Puterea P_t obţinută prin destinderea unui kilogram de gaz metan pînă la diferite presiuni p_i (presiunea superioară p_s şi raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ ca parametru).

tru a produce energie mecanică, cu un randament $\eta = 0{,}2$. Temperaturile obţinute sînt suficient de scăzute; cu o destindere de $\frac{p_s}{p_i} = 3$ se obţin temperaturi variind între -31 şi $-58°$ C funcţie de randamentul intern al turbinei (fig 4). Din diagrama figurii 3 rezultă că pentru destinderi

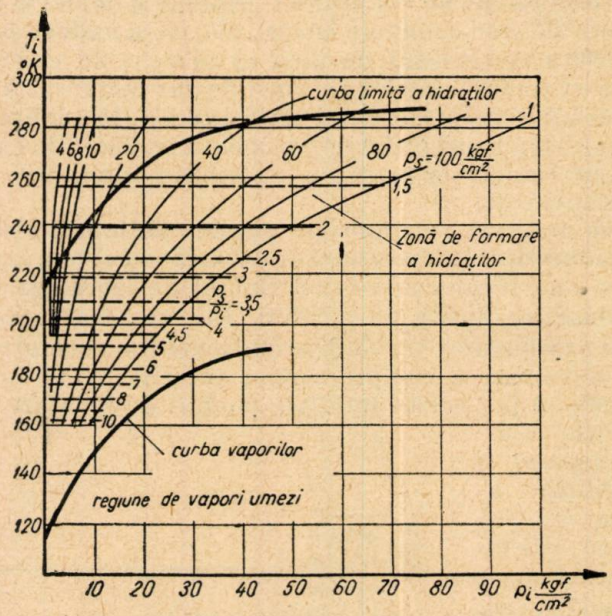


Fig. 3. — Temperatura T_i obţinută prin destinderea gazului metan pînă la diferite presiuni p_i (presiunea superioară p_s şi raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ ca parametru).

mari chiar $\left(\frac{p_s}{p_i} = 10\right)$ nu se atinge zona vaporilor umezi. În schimb, zona în care pot apare hidraţii de metan este importantă; numai destinderi mici $\frac{p_s}{p_i} < 2$ şi pornind de la presiuni relativ mici $p_s = 20 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$ duc la eliminarea pericolului givrajului.

În general, aşa cum au arătat experimentările făcute, în cazul raportelor mai mari de destindere, hidraţii de metan nu ajung să se formeze în turbina cu puţine etaje, din cauza timpului scurt cît gazul circulă prin maşină şi în consecinţă, cel puţin pentru turbină problema givrajului nu pare a fi esenţială cu atît mai mult cu cît în exploatările de gaze naturale se duce o activitate continuă pentru a îndepărta umiditatea din gazul natural.

1.2. Ca urmare a faptului că prin destindere se obţin temperaturi coborîte apare utilă montarea unui schimbător de căldură la ieşirea gazului din turbină în scopul obţinerii frigoriilor respective (fig. 1 *b*).

Cantitatea de frigorii obţinută în funcţie de două temperaturi de încălzire T a gazului metan în schimbătorul de căldură este redată în figura 5

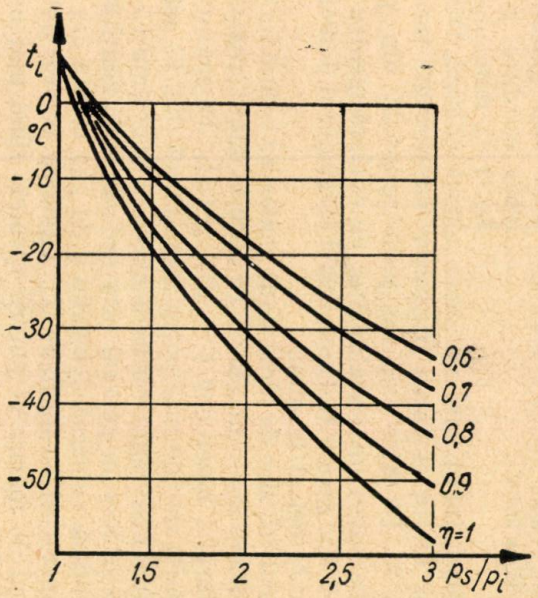


Fig. 4. — Temperatura t_i obținută prin destinderea gazului metan în turbină, în funcție de raportul presiunilor $\frac{p_s}{p_i}$ pentru diferite valori ale randamentului intern al turbinei η.

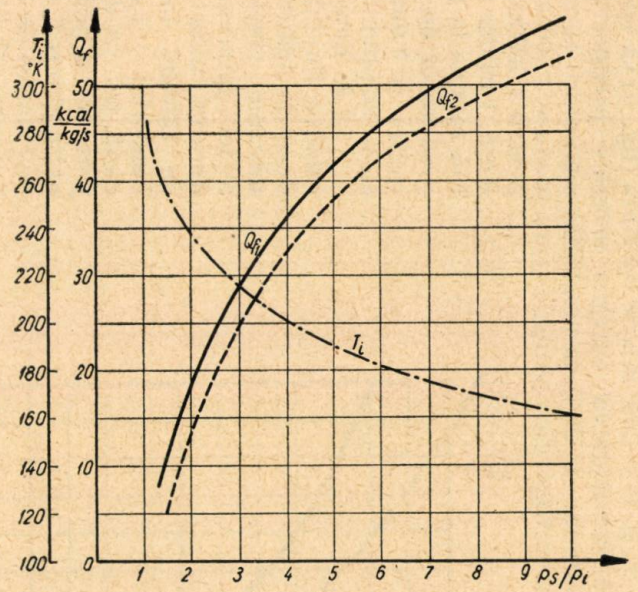


Fig. 5. — Cantitatea de frigorii obținute (Q_{f1} pentru $T = 273° K$ și Q_{f2} pentru $T = 265° K$) prin destinderea unui kilogram de gaz metan cu raportul de presiuni $\frac{p_s}{p_i}$.

(pentru $T = 283°$ K şi $T = 265°$ K). Se constată (fig. 6) că sporul de putere obţinut prin considerarea energiei necesare producerii frigoriilor reprezintă un maximum de 20% în condiţiile comparării turbinei de gaz metan cu o instalaţie frigorifică normală (care produce 3 500 kcal la $-10°$ pentru 1 kWh). În consecinţă, turbina de gaz metan rămîne în principal un producător de energie mecanică şi numai în subsidiar un producător de frig.

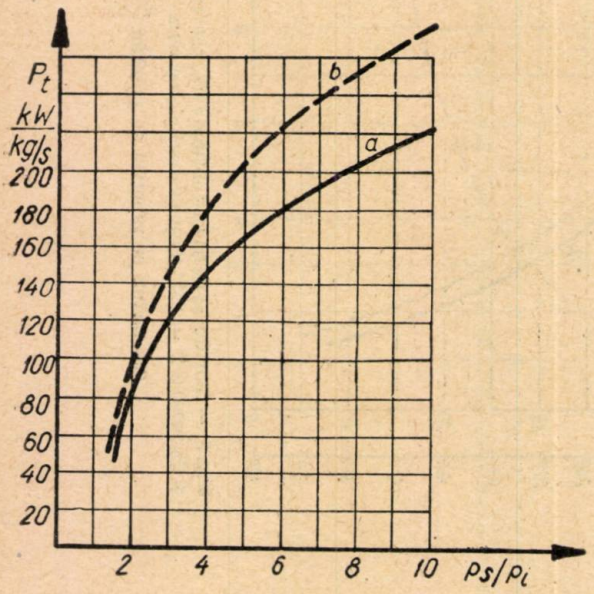


Fig. 6. — Puterea P_t a turbinei de gaz metan în funcţie de raportul de destindere; a — puterea obţinută de la turbină; b — puterea obţinută cînd se consideră şi echivalentul efectului frigorific (considerîndu-se o răcire de la 283°K la 265°K).

1.3. Este ştiut că încălzirea fluidului de lucru duce la mărirea lucrului mecanic obţinut. Apare astfel interesantă introducerea unui schimbător de căldură înaintea turbinei (fig. 1 *c*). În consecinţă, pentru diferite temperaturi de încălzire T_s se obţin puteri P_t din ce în ce mai mari şi de asemenea şi temperatura de ieşire a gazelor din turbină T_i creşte (fig. 7). Apar astfel (fig. 8) două domenii distincte în ceea ce priveşte posibilitatea utilizării energiei termice din gazele destinse (ceea ce duce la schema fig. 1 *d*), domeniul în care se obţin frigorii şi domeniul în care se poate obţine căldură. Din această diagramă rezultă că limita obţinerii frigoriilor o reprezintă temperatura de încălzire de 500° K. În orice caz, nu pare raţională din punct de vedere economic, realizarea unui schimbător de căldură pentru a recupera energia termică din gazele destinse, astfel că singurul domeniu interesant de studiat este cel al frigului.

În privinţa încălzirii sînt de făcut două remarce: o dată cu creşterea temperaturii de încălzire apare disociaţia ce duce la depunerea carbonului după ecuaţia echilibrului heterogen $C + 2H_2 \rightleftarrows CH_4$. Pe măsură ce presiunea creşte disociaţia devine mai puţin importantă (fig. 9) astfel că se pot concepe, la presiuni mari temperaturi de încălzire de ordinul a 5—600°K; încălzirea puternică se face în general prin arderea unei cantităţi de gaz metan. Figura 10 indică valoarea debitului q de gaz metan ars pentru a realiza diferite temperaturi de încălzire T_s. Valoarea acestui debit reprezintă 1—2%, efectul de mărire al puterii turbinei fiind mai mare decît dacă gazul s-ar destinde în turbină sau ar fi folosit într-o instalaţie de forţă.

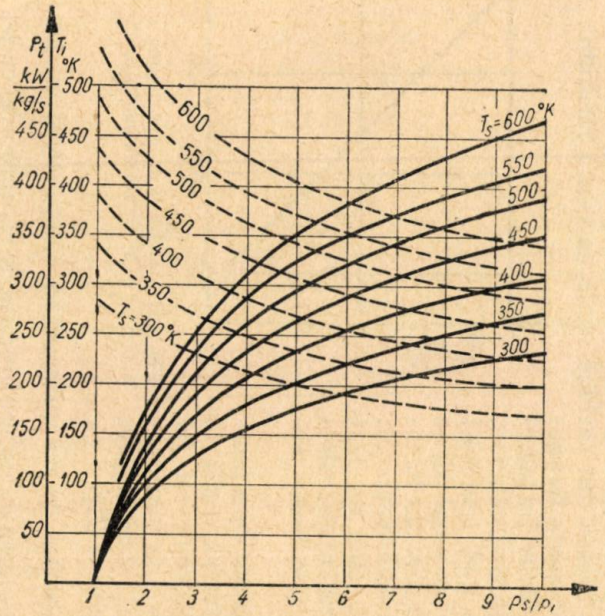


Fig. 7. — Puterea P_t dezvoltată de 1 kilogram de gaz destins în turbină și temperatura gazului destins T_i în funcție de raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$, pentru diferite valori ale temperaturii gazului T_s.

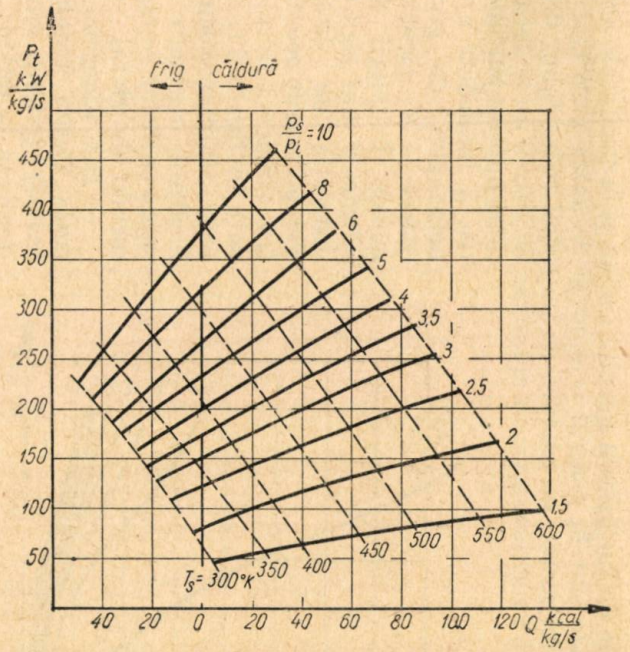


Fig. 8. — Diagrama pentru stabilirea domeniului frigului și al căldurii, la utilizarea energiei termice din gazele destinse în turbină.

Instalaţiile de încălzire a gazului metan prin produsele arderii unei cantităţi de gaze sînt în general scumpe şi de aceea pare mai raţională încălzirea gazului metan cu căldură de potenţial redus (abur deşeu, gaze arse la ieşirea din recuperator); în acest caz încălzirea nu se face pentru a mări puterea turbinei ci pentru a împiedica apariţia fenomenului de givraj, deoarece — în general — asemenea instalaţii sînt mai ieftine şi mai sigure decît o instalaţie de deshidratare. Temperaturile necesitate pentru a înlătura givrajul sînt redate în figura 11. Pentru o anumită temperatură de preîncălzire, regiunea de deasupra curbelor reprezintă domeniul de givraj.

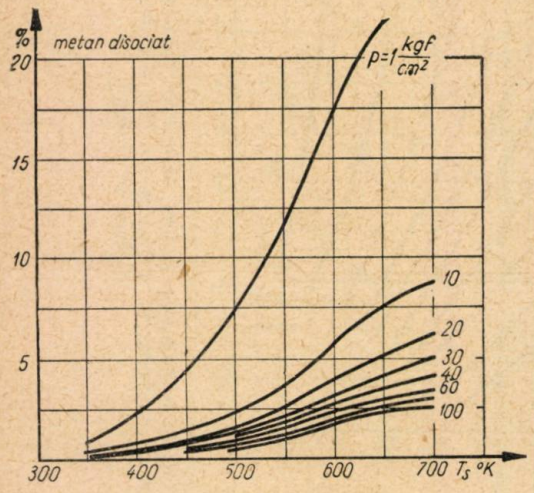


Fig. 9. — Discocierea gazului metan în funcţie de temperatură T_s, pentru diferite presiuni p_s.

Din diagramele şi discuţia făcută rezultă următoarele: puterea creşte mult (aproape la dublu) o dată cu încălzirea gazului în limite posibile; în general această încălzire nu este împiedicată de fenomenul de disociaţie care este atenuat de efectul presiunii. Se poate stabili o temperatură de încălzire (fig. 12) care să conducă la realizarea unei temperaturi la ieşirea din turbină egală cu cea a mediului. Această temperatură ar reprezenta temperatura optimă de încălzire din punctul de vedere al utilizării căldurii. Această limită este însă teoretică deoarece pare mai raţional să se aleagă acea temperatură de încălzire care elimină pericolul de givraj. Aceste temperaturi, sînt cu atît mai ridicate cu cît raportul de destindere creşte şi presiunea superioară creşte.

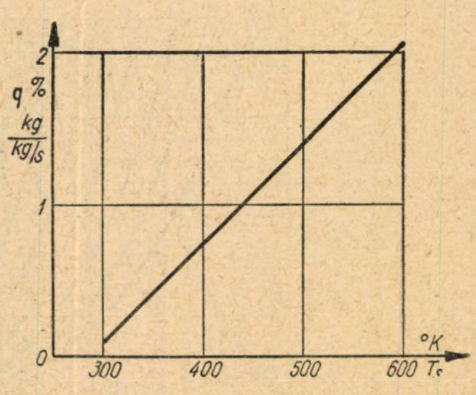


Fig. 10. — Debitul de gaz metan q ars pentru a încălzi 1 kilogram de gaz la temperatura T_s.

1.4. O posibilitate de a ameliora funcţionarea turbinei stă în utilizarea unui compresor cu jet care să creeze o presiune mai scăzută p_x după turbină, mărind prin aceasta puterea turbinei (fig. 1 *e*).

Dacă se notează raportul de comprimare în compresorul cu jet $\frac{p_i}{p_x} = \pi_2$ se poate calcula creşterea de putere produsă de compresorul cu jet (fig. 13,

fig. 14 și 15). Calculul s-a făcut în ipoteza că gazul la intrarea în compresorul cu jet are temperatura mediului (prin urmare trece printr-un schimbător de căldură care are sau rol de încălzitor sau rol de răcitor) și este încălzit înainte de a intra în turbină. Prin urmare, calculul corespunde schemei din figura 1 *h*. Evident că și în acest caz creșterea temperaturii gazului la intrarea în turbină duce la o creștere masivă a puterii produsă de turbină. În figura 13, s-au figurat valorile pentru turbina prevăzută cu compresor cu jet (linii pline) și pentru turbina lipsită de compresor cu jet (linii punctate). Se constată că prezența compresorului cu jet are un efect redus asupra puterii care nu depășește 5—6%. În schimb, cantitatea de gaz metan cerută pentru a asigura funcționarea compresorului cu jet este foarte mare (fig. 16). În cele ce urmează, se analizează cum influențează modificarea unor parametri funcționali ai compresorului cu jet funcționarea acestuia. Astfel (fig. 17) mărirea raportului de comprimare în compresorul cu jet (care se realizează cu o mărire importantă a debitului de gaz activ la presiune p) influențează prea puțin puterea turbinei. În schimb renunțîndu-se la schimbătorul de căldură de pe circuitul gazelor ce au lucrat în turbină (fig. 1 *f*) se pot introduce gaze mai reci în compresorul cu jet. Scăderea de temperatură față de situația în care lipsește compresorul cu jet este neînsemnată (fig. 18).

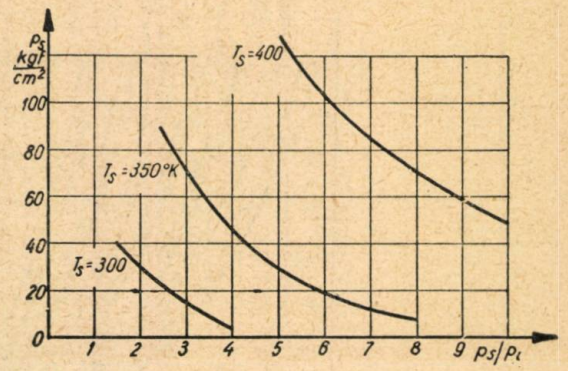


Fig. 11. — Domeniul de givraj în cazul destinderii gazului metan de la presiunea p_s și temperatura T_s cu raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ (deasupra curbelor izoterme pericol de givraj).

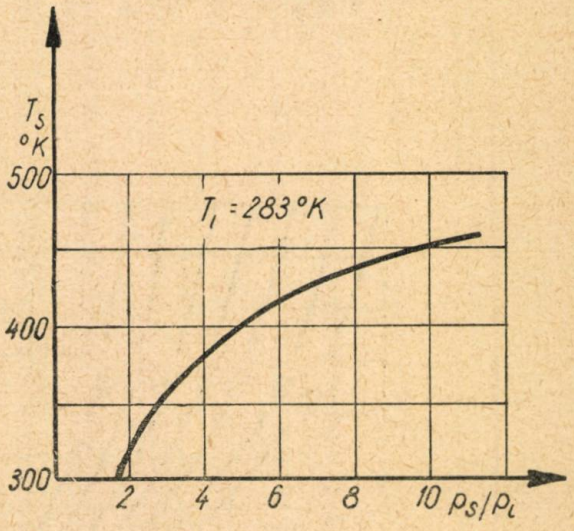


Fig. 12. — Temperatura de încălzire T_s care realizează pentru diferite valori ale raportului de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ temperatura $T_i = 283°K$.

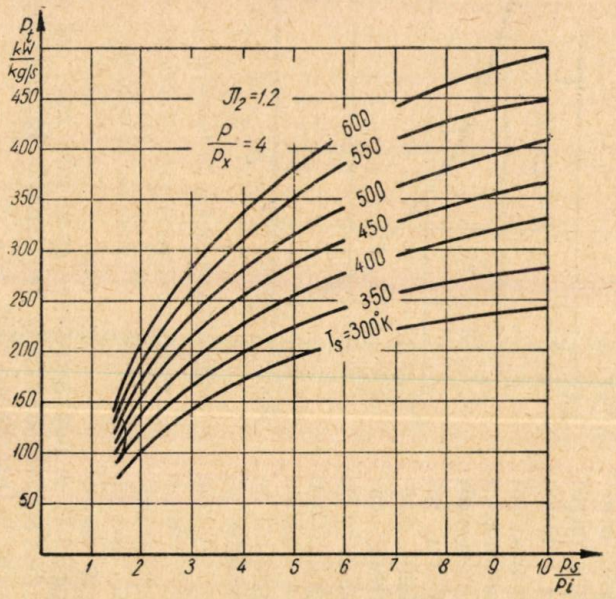


Fig. 13. — Puterile P_t obținute prin destinderea unui kilogram de gaz în turbina de gaz metan prevăzută cu un compresor cu jet la ieșire (curbele punctate indică puterea turbinii fără compresor cu jet) pentru diferite valori ale raportului de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ și temperatura gazului T_s ca parametru;

$$\pi_2 = 1,1\,;\ \frac{p}{p_x} = 4.$$

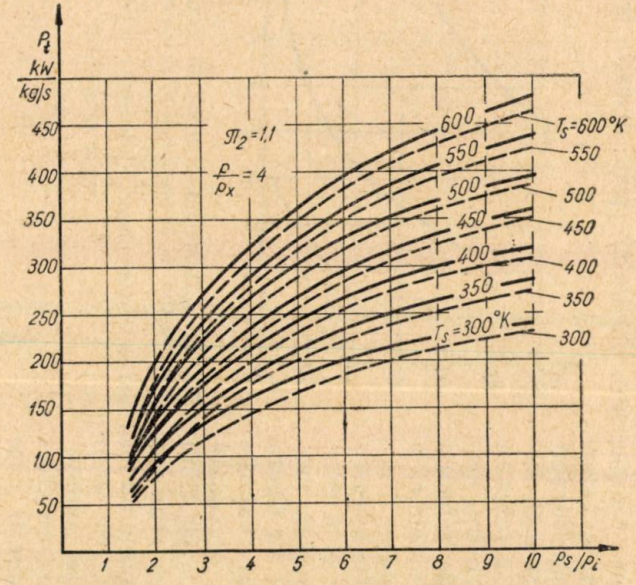


Fig. 14. — Puterile P_t obținute prin destinderea unui kilogram de gaz în turbina de gaz metan prevăzută cu compresor cu jet la ieșire, pentru diferite valori ale raportului de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ și temperatura gazului T_s ca parametru;

$$\pi_2 = 1,2\,;\ \frac{p}{p_x} = 4.$$

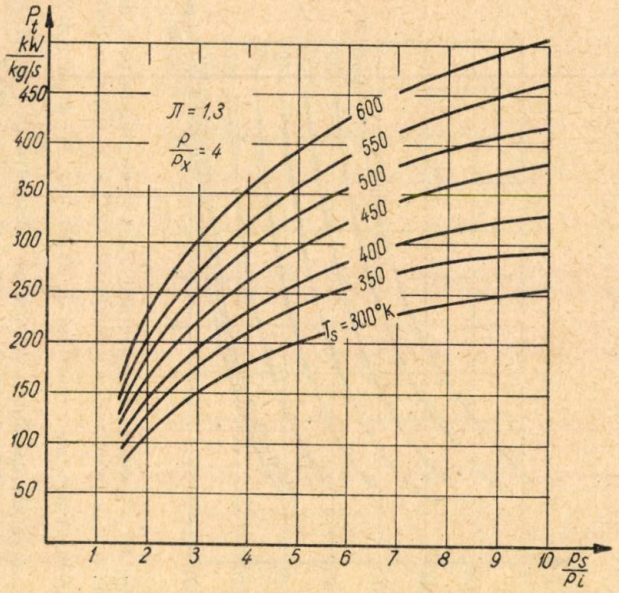


Fig. 15. — Puterile P_t obținute prin destinderea unui kilogram de gaz în turbina de gaz metan prevăzută cu compresor cu jet la ieșire, pentru diferite valori ale raportului de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ și temperatura gazului T_s ca parametru;

$$\pi_2 = 1,3\,;\frac{p}{p_x} = 4.$$

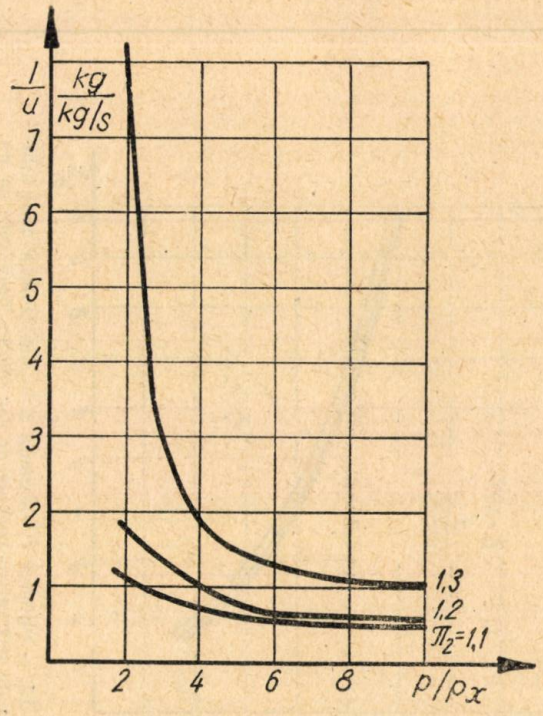


Fig. 16. — Cantitatea de gaz de presiune p, $\frac{1}{u}$ necesară pentru a antrena 1 kilogram de gaz metan la presiunea p_x la ieșirea din turbină, pentru diferite valori ale raportului de destindere în compresorul cu jet $\frac{p}{p_x}$, parametru raportul de comprimare în compresorul cu jet π_2.

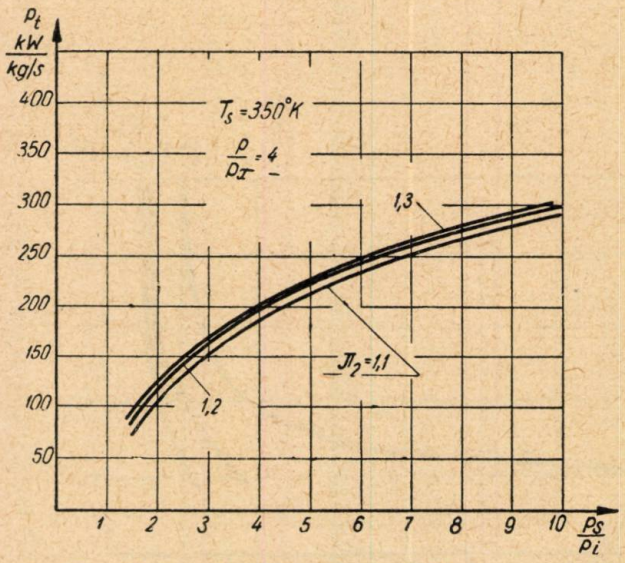


Fig. 17. — Puterea P_t obținută prin destinderea unui kilogram de gaz într-o turbină de gaz metan, prevăzută cu un compresor cu jet la ieșire, în funcție de raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$, pentru diferite valori ale raportului de comprimare în compresorul cu jet π_2 ca parametru.

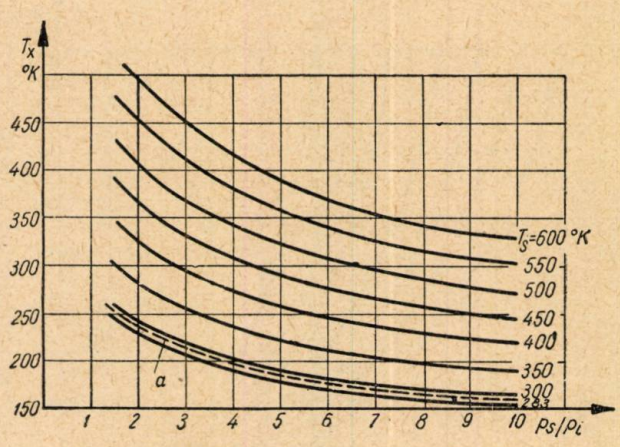


Fig. 18. — Valoarea temperaturii T_x la ieșirea din turbina de gaz metan prevăzută cu compresor cu jet la ieșire pentru diferite valori ale raportului de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ și pentru T_s temperatura gazului de intrare ca parametru (a — cazul în care turbina nu are compresor cu jet $T_s = 283°K$).

După cum se știe lucrul mecanic necesar comprimării gazului de temperatură mai scăzută este mai mic, și prin urmare înlăturarea schimbătorului de căldură la ieșirea din turbină va ameliora funcționarea compresorului cu jet : fie că se mărește raportul de comprimare π_2 ceea ce influențează — după cum s-a văzut — prea puțin funcționarea turbinei, fie că se micșorează debitul de gaz activ ; acest lucru nu interesează în lumina ioptezelor de față deoarece dacă gazul de presiune p ar avea valoare pentru schema studiată, ar fi rațională destinderea lui în turbină. Cazul din figura 1 *i*, reprezintă o situație, ce se poate întîlni în exploatare, cînd se procedează la o încălzire sumară a gazului înainte de a-l introduce în rețeaua de distribuție, pentru a preveni givrajul. Un caz particular îl reprezintă figura 1 *k* : compresorul cu jet este alimentat de la aceeași conductă ce alimentează turbina. Este evident, că randamentul turbinei fiind mai bun decît randamentul compresorului cu jet, soluția este netehnică. Cu cît se mărește raportul de comprimare în compresorul cu jet pentru a mări puterea turbinei, cu atît se micșorează debitul de gaz de trece prin turbină (mărindu-se debitul de gaz activ în compresorul cu jet) și în consecință puterea turbinii scade. Un exemplu de calcul este reprezentat în diagrama din figura 19. Totuși, pentru cazurile cînd debitul este foarte variabil pornind de la o valoare fixă, soluția 1 *h* s-ar putea studia ca o formulă pentru reglajul debitului de gaz.

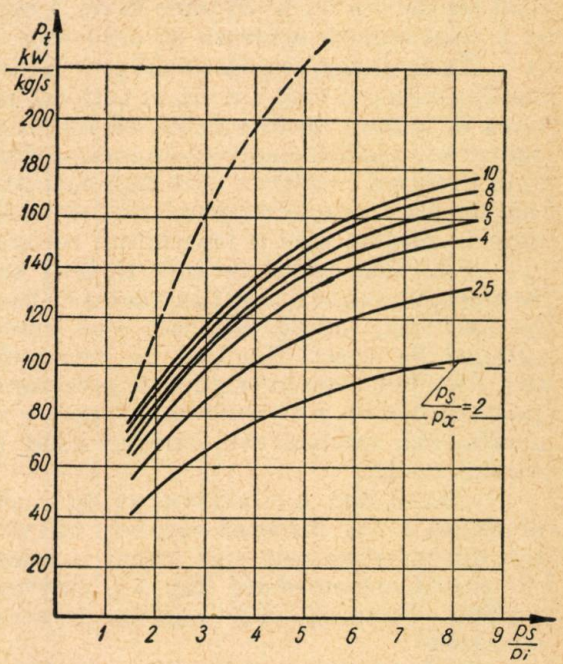


Fig. 19. — Puterea P_t dezvoltată de turbina de gaz metan funcționînd după schema fig. 1 *k* în funcție de raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ pentru diferite valori ale raportului de destindere în turbină $\frac{p_s}{p_x}$ ca parametru (curba punctată reprezintă puterea turbinei în care nu se află montat compresorul cu jet).

Din cele prezentate rezultă că folosirea compresorului cu jet este rațională numai dacă se dispune de un debit de gaz metan la o presiune $p_s > p > p_x$ și care nu se poate utiliza în turbină. În acest caz, schemele de utilizare rațională sînt figurile 1 *e*, 1 *f* și 1 *i*. Schema din figura 1 *g*, este rațională dacă interesează efectul frigorific. Trebuie însă semnalat că debitele de gaz metan necesitate pentru funcționarea compresorului cu jet reprezintă (fig. 16) 200—600% ele ducînd la creșteri de putere de

2—3% ; pare deci mai raţional ori de cîte ori economicul o permite renunţarea la compresorul cu jet şi încălzirea gazului prin arderea metanului ; în acest caz, cu debite de ordinul 2—3%, se obţin creşteri de putere de 60—100%.

Montarea compresorului cu jet înaintea turbinei (fig. 1 *l*) este raţională ori de cîte ori se dispune la două surse de gaz la presiuni diferite p_s şi p care ambele urmează să alimenteze turbina.

În acest caz, se poate mări puterea turbinei mărindu-i, pentru aceeaşi cantitate de gaz care circulă în turbină, raportul de destindere. Deşi creşterea de putere nu este mare, ea reprezintă o soluţie ieftină şi raţională pentru a împiedica pierderea de energie prin laminare de la p la p_s. Montarea unui eventual încălzitor este raţională după compresorul cu jet deoarece este de dorit ca evitînd pierderile, să se facă simţit efectul căldurii introduse în maşina care o transformă cel mai bine în lucru mecanic.

1.5. Sînt cazuri în care turbina se execută în mai multe trepte. Se presupune că ar mai exista o sursă de gaz metan la o presiune $p_x < p < p_s$. În acest caz, soluţia raţională este introducerea ei în treapta a doua a turbinei fie direct (fig. 1 *m*) fie prin intermediul unui compresor cu jet (fig. 1 *n*). Folosirea unor prize de presiune între trepte pentru a întrebuinţa gazul ca mediu, activ într-un compresor cu jet montat după turbină este neraţională, randamentul turbinei fiind superior randamentului compresorului cu jet.

Există însă posibilitatea ca sursa suplimentară de gaz să se afle la presiunea $p > p_s$. În acest caz, este util să se folosească schema din figura 1 *p*, din motivele care s-au arătat la schema din figura 1 *l*. Încălzirile de gaz metan intermediare (fig. 1 *q*) sînt raţionale şi măresc mult puterea turbinii. Va trebui să se studieze în acest caz numai posibilitatea constructivă.

2. În cazul transportului gazului la distanţă, se poate folosi turbina de gaz metan cuplată cu un compresor rotativ, pentru a asigura ridicarea presiunii gazului într-un punct al conductei. Acest lucru este posibil dacă se pot realiza două circuite de gaz metan : un circuit al turbinei în care gazul se destinde de la presiunea p_s la presiunea p_1 şi un circuit al compresorului în care gazul se comprimă de la presiunea p_i la presiunea p_m. Se observă că trebuie să se dispună de patru conducte de gaz metan la presiuni diferite, în care caz circuitele sînt independente. Acest lucru se poate realiza la cîmpul de sonde schema fiind cea din figura 20 *a*.

În cazul cînd se dispune de trei conducte de gaz metan la presiuni diferite, se realizează o schemă cu circuite conjugate : schema cu circuit conjugat de presiune superioară (fig. 20 *b*) şi schema cu circuit conjugat de presiune medie (fig. 20 *c*).

Schema cu circuite independente duce la antrenarea unei cantităţi cu atît mai mare de gaz, cu cît raportul de destindere în turbină $\frac{p_s}{p_1}$ este mai important. În figura 21 se indică diagrama debitului comprimat în compresor prin destinderea unui kilogram de gaz metan pentru diferite valori a raportului de comprimare în compresor $\frac{p_m}{p_i}$. În această diagramă

s-au trasat două linii : *a* — curba care reprezintă locul punctelor de același raport al presiunilor la turbină și la compresor. Deasupra acestei curbe compresorul realizează un raport al presiunilor mai mic decît turbina și în consecință debitul scurs prin compresor crește. Se obțin astfel două

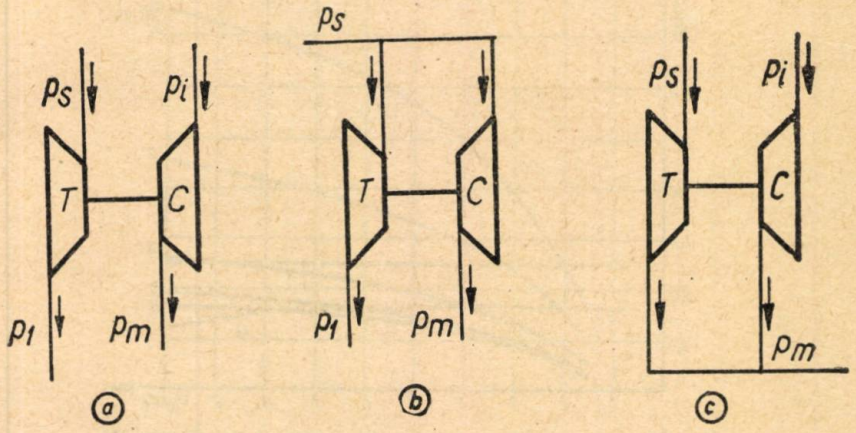


Fig. 20. — Scheme de montaj ale turbinelor de gaz metan ce antrenează compresoare rotative. *a* — schemă cu circuite independente ; *b* și *c* — schemă cu circuite conjugate.

zone : sub curbă zona debitelor mari, pentru turbină, deasupra curbei zona debitelor mici pentru turbină, pentru a asigura un anumit debit de gaz comprimat. Curba *b*, reprezintă curba la care debitul compresorului și al turbinei au aceeași valoare. Cu cît curbele *a* și *b*, sînt mai apropiate cu atîta randamentul grupului format din cele două mașini este mai bun.

Schema cu circuite conjugate se realizează după cum s-a arătat în două variante : varianta cu circuite conjugate de presiune superioară ; ea corespunde cazului în care pe traseu există un consumator important. Prin destinderea gazului între presiunea p_s și presiunea consumatorului p_1 se poate comprima o cantitate de gaz metan de la această presiune la valoarea presiunii p_m. Varianta a doua se realizează la punctul de sosire al conductei la consumator (fig 20 *e*). Prin destinderea gazului de la presiunea p_s la presiunea p_1 se obține o cantitate de energie cu care se comprimă gaz de la o presiune foarte scăzută p_i (spre exemplu gaz de gazogen sau de furnal) la presiunea de utilizare p_m ; cantitatea de gaz comprimată în compresor dintr-un kilogram de gaz ce vine la presiunea p_s (fig. 20 *b*) sau pleacă la presiunea p_m (fig. 20 *c*) este redată în figura 22. Se constată din această figură că debitele comprimate pot fi importante cu condiția ca raportul de creșterea presiunii în compresor să nu fie prea mare.

Prin comprimare, gazul metan realizează o creștere de temperatură care în anumite împrejurări poate deveni apreciabilă (fig. 23). Din această cauză este util să se folosească schema de montaj indicată în figura 24 : gazul metan destins în turbină răcește gazul metan ce urmează să intre în compresor. Se realizează astfel două avantaje : gazul metan destins

se încălzește și scade pericolul formării de dopuri de hidrați de metan pe conductă; gazul metan ce intră în compresor se răcește; acest lucru micșorează puterea necesitată de antrenarea compresorului, se poate mări

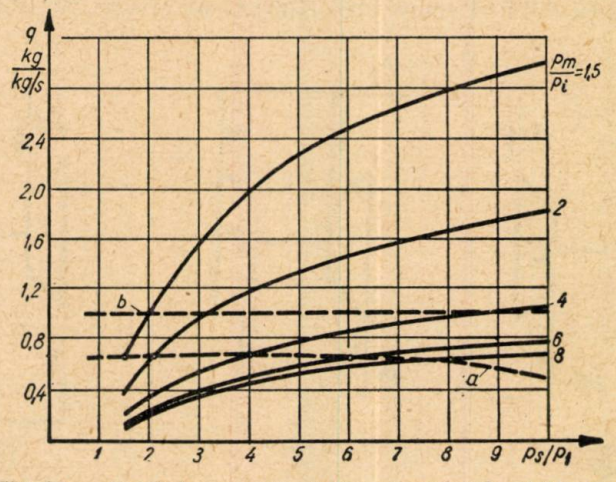


Fig. 21. — Debitul q comprimat în compresorul rotativ de 1 kilogram de gaz destins în turbină între presiunile p_s și p_1 parametru raportul de creșterea presiunii în compresor $\frac{p_m}{p_i}$: a — curba aceluiași raport de presiuni; b — curba aceluiași raport de debite.

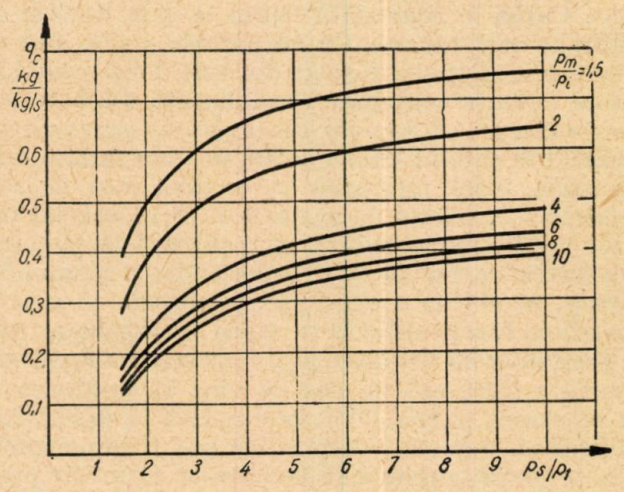


Fig. 22. — Debitul de gaz metan comprimat în compresor q_c pentru 1 kilogram de gaz venit la presiunea p_s conform schemei 20 b, în funcție de raportul presiunilor în turbină $\frac{p_s}{p_1}$ și al presiunilor în compresor $\frac{p_m}{p_i}$.

astfel (pentru aceeași putere obținută de la turbină) fie debitul comprimat, fie raportul de comprimare. În figura 25 se indică mărirea rezultată a debitului de gaz comprimat în cazul utilizării răcirii gazului ce intră în compresor.

3. Folosirea turbinei de gaz metan este legată de unele limitări;

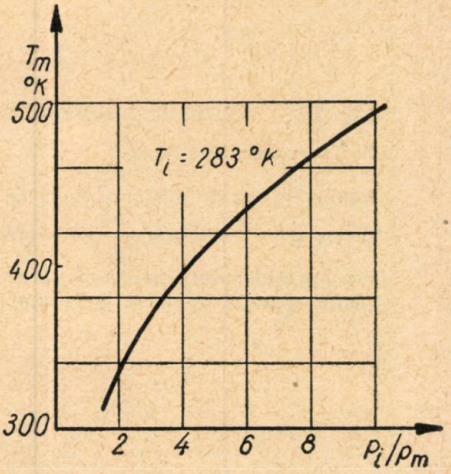


Fig. 23. — Temperatura T_m a gazului la ieșirea din compresor în funcție de raportul de comprimare $\frac{p_i}{p_m}$ (temperatura inițială $T_i = 283°K$).

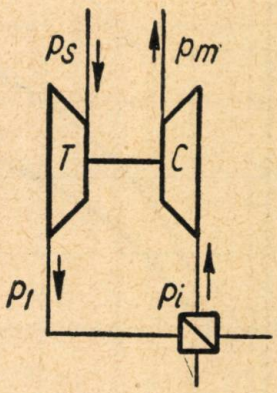


Fig. 24. — Schema de montaj a grupului turbină de gaz metan compresor, cu schimb de energie între cele două circuite de gaze.

acestea sînt de mai multe naturi: limitări termodinamice, limitări constructive și limitări economice.

Limitarea termodinamică este legată de apariția fenomenului de disociație sau de apariția hidraților de metan. În prima parte a acestei lucrări s-a arătat că fenomenul de disociație nu este important la presiunile relativ mari de lucru; hidrații pot apărea în special în cazul destinderilor mari. Este însă posibil să se deshidrateze gazul sau să se încălzească, pentru a se elimina acest inconvenient.

Limitarea constructivă este determinată pe de o parte de debitul transportat și pe de altă parte de soluția adoptată. În general, cu cît debitul este mai mic, cu atît este necesar să se meargă la soluții de turbină cu admisie parțială.

Limitarea economică cuprinde toate elementele care hotărăsc rentabilitatea unei asemenea instalații: turația mașinii și modul de cuplare — printr-un reductor de turație la generatorul electric sau direct la mașina rotativă cu palete, mărimea și costul încălzitoarelor, numărul de ore de funcționare etc.

Una din problemele care urmează a fi studiate cu toată atenția o constituie presiunea variabilă rezultat al debitului variabil al consuma-

torilor de tipul oraşe mari. Ca urmare a orelor de vîrf şi a anotimpurilor, turbina este pusă să funcţioneze uneori la diferenţe mici de presiune. În

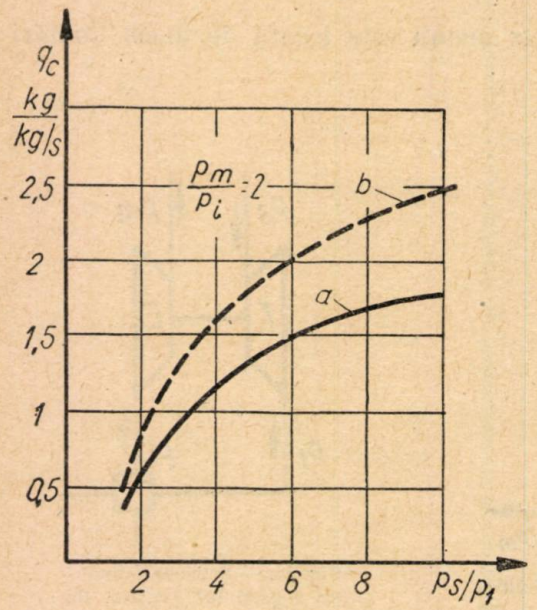


Fig. 25. — Debitul de gaz comprimat q_c în intervalul de presiuni $\frac{p_m}{p_i} = 2$ de 1 kilogram de gaz destins în turbina de gaz metan între presiunile $\frac{p_s}{p_1}$; *a* — fără răcirea gazului ce intră în compresor; *b* — cu răcirea gazului ce intră în compresor.

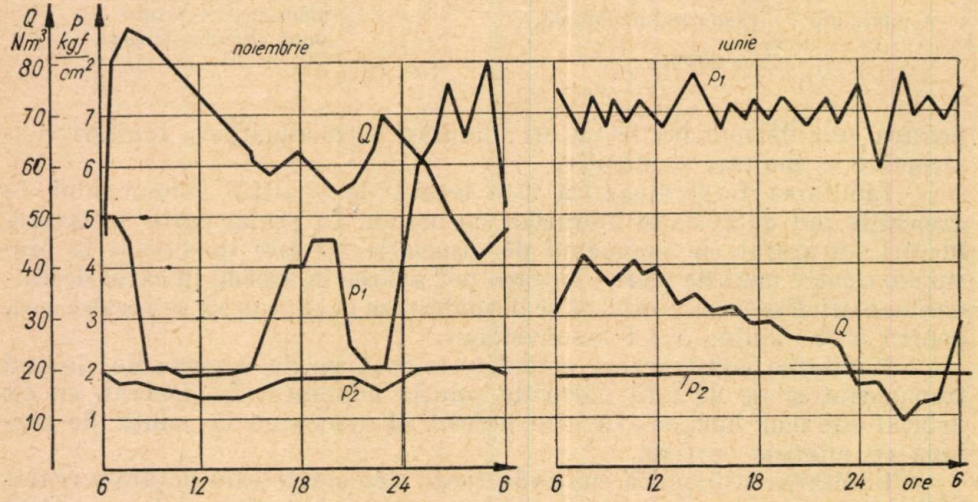


Fig. 26. — Modul de variaţie al presiunii p şi al debitului Q de gaz metan pentru un mare oraş; p_1 — presiunea la capătul conductei; p_2 — presiunea după regulatorul staţiei de reglaj şi distribuţie.

figura 26 se indică modul în care variază presiunea înainte şi după turbină la un mare oraş într-o zi de vară şi o zi de iarnă. Analiza atentă a graficului de variaţie a presiunii va indica soluţia adoptată pentru turbină.

Folosirea turbinei de gaz metan la consumatorii de debite constante, cum ar fi industriile chimice, duce la rezultate mult mai interesante. În tabela 1 se analizează sintetic cerințele de energie mecanică și de frig pentru opt ramuri importante ale industriei de chimizarea gazului metan și procentul în care sînt asigurate aceste cerințe prin destinderea gazului, materie primă și a gazului substanță combustibilă într-o turbină de gaz metan. Se constată că se pot acoperi o serie de cerințe în acest mod, concepîndu-se ramuri de industrie care să se autarhizeze din punctul de vedere al consumului de energie.

★

Studiul de față permite să se tragă cîteva concluzii care trebuie luate în discuție în momentul în care se cercetează un caz concret:

— folosirea unei turbine de gaz metan duce la mărirea randamentului instalației de forță cu 3—10%;

— printr-o destindere judicioasă se obțin frigorii care reprezintă echivalentul a 15—25% din puterea dezvoltată de turbină;

— încălzirea gazului metan, în scopul măririi puterii dezvoltată de turbină, nu este limitată în general de disociere ci de probleme constructive și economice;

Tabela 1

NECESARUL

de energie și frigorii și posibilitățile acoperirii sale prin utilizarea turbinei de trecere pentru o serie de produse ale industriei chimice pe bază de gaz metan

Nr. crt.	Denumirea produsului	Necesarul de energie kWh/Nm³	Energia produsă de turbina de trecere cu $\frac{p_s}{p_i}=2$ și preîncălzirea gazului la 573° K kWh/Nm³	Proporția în care este acoperit necesarul de energie prin utilizarea turbinei de trecere %	Necesarul de frigorii kcal/Nm³	Frigoriile produse de turbina de trecere cu o destindere pînă la −80°C kcal/Nm³	Proporția în care este acoperit necesarul prin utilizarea turbinei de trecere %	Temp. minime necesare
1	Negru de fum canale	0,0015	0,035	2 320	—	30	—	—
2	Amoniac	1,48	0,035	2,37	163	30	18,4	−15°C
3	Metanol	1,33	0,035	2,63	—	30	—	+14°C
1′	Acid azotic diluat	1,66	0,035	2,1	—	30	—	+22°C
2′	Acid azotic conc.	0,40	0,035	8,8	1 380	30	2,18	−12°C
3′	Acetilenă — arc voltaic	4,67	0,035	0,75	7	30	430	−80°C
4′	Acid acetic	0,25	0,035	14	1 250	30	2,4	
5′	Clorură de metil	0,50	0,035	17	53	30	56,7	−50°C

— asocierea unui compresor cu jet în schemele de turbină de gaz metan nu este recomandabilă decît montîndu-l înaintea turbinei;

— în cazul în care destinderea gazului este fracționată în două trepte, este interesantă o încălzire intermediară sau introducerea unui debit de gaz metan suplimentar între cele două trepte;

— schemele de turbină antrenînd generator electric, propuse a fi luate în considerație sînt schema generală figura 1 *b* (care necesită o deshidratare corespunzătoare a gazului), schema din figura 1 *c* (care elimină pericolul de givraj), schema din figura 1 *l* (care permite mărirea lucrului mecanic al turbinei prin utilizarea unui compresor cu jet înaintea acesteia) și schema din figura 1 *p* (la care destinderea este fracționată în două trepte);

— cuplarea unei turbine de gaz metan cu un compresor rotativ, simplu de realizat tehnic, duce la posibilitatea comprimării unor debite importante de gaz în scopul măririi capacității de transport a conductei;

— folosirea răcirii gazului metan înaintea compresorului utilizînd gazul metan ce a lucrat în turbină, conform schemei din figura 24 este rațională și are drept efect mărirea substanțială a capacității de comprimare;

— utilizarea turbinelor de gaz metan în industria chimică este deosebit de indicată deoarece debitul de gaz metan este mare și constant;

— un centru de industrie chimică existent pe parcursul unei magistrale poate reprezenta consumatorul local ce permite instalarea unui grup turbină-compresor conform schemei din figura 20 *b*;

— pentru viitoarele proiectări ale alimentării cu gaze ale orașelor cînd se va lua în discuție micșorarea puterii calorifice a gazului distribuit, schema din figura 20 *c*, cuplată cu rezervoare de înmagazinarea gazului în perioadele de vîrf va soluționa economic alimentarea orașelor cu un debit sporit de gaz „menajer" de o putere calorifică mai scăzută alcătuit din gaz metan, destins prin turbină și un gaz industrial comprimat de compresor pînă la presiunea de distribuție.

СХЕМЫ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТУРБИНЫ С РАСШИРЕНИЕМ МЕТАНА

РЕЗЮМЕ

В настоящей работе авторы исследуют методически работу различных схем турбин с расширением метана; рассматриваются турбины для привода электрических генераторов (рис. 1) и ротационных компрессоров (рис.20). Из предлагаемых схем авторы считают рациональными схемы, обеспечивающие нагрев метана до его входа в турбину, схемы, позволяющие получение фригорий, схемы, включающие струйный компрессор перед турбиной, а также схемы турбины соединенной с ротационным компрессором. Особенно важна схема 20 с: она позволяет питание городов смешанным газом, метаном и промышленным газом, сжатым до давления применения путем расширения метана.

На основании исследования делается вывод, что применение турбины с расширением метана приводит к увеличению кпд силовой установки на 3—4%, а восстановление фригорий из охлажденного газа

после его расширения равноценно мощности порядка 15—25% от мощности турбины. Расчеты показывают, что диссоциация, снижаясь намного с ростом давления, ограничивает температуру нагрева метана до 500°К.

Эффект отложения гидратов метана сказывается при больших степенях расширения; однако опыты не показали наличия отложений льда в тракте (корпусе) турбины.

Авторы подчеркивают затруднения, связанные с переменными расходами городских потребителей, а также вытекающие преимущества (см. табл. № 1) при использовании турбины для расширения метана в химической промышленности.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Монтажные схемы турбины для расширения метана для привода электрического генератора.

Рис. 2. — Мощность P_t, получаемая путем расширения 1 кг метана до различных давлений p_i (высшее давление p_s и степень расширения $\frac{p_s}{p_i}$ в качестве параметра).

Рис. 3. — Температура T_i, получаемая путем расширения метана до различных давлений p_i (высшее давление p_s и степень расширения $\frac{p_s}{p_i}$ в качестве параметра).

Рис. 4. — Температура T_i, получаемая расширением метана в турбине в зависимости от отношения давлений $\frac{p_s}{p_i}$ для различных значений внутреннего кпд турбины η.

Рис. 5. — Количество фригорий, получаемых (Qf_1 для $T = 273°К$ и Qf_2 для $T = 265°К$) путем расширения 1 кг метана с отношением давлений.

Рис. 6. — Мощность P_t турбины для расширения метана в зависимости от степени расширения; a — мощность, получаемая от турбины; b — тоже, учитывая и эквивалентность холодильного эффекта (принимая охлаждение от 283°К до 265°К).

Рис. 7. — Мощность P_t, получаемая от расширения 1 кг метана в турбине, и температура расширенного газа T_i в зависимости от степени расширения $\frac{p_s}{p_i}$ для различных значений температуры газа T_s.

Рис. 8. — Диаграмма для установления предела холода и тепла, при применении тепловой энергии, получаемой при расширении газов в турбине.

Рис. 9. — Диссоциация метана в зависимости от температуры T_s, для различных давлений p_s.

Рис. 10. — Расход метана q сжигаемого для нагрева 1 кг промышленного газа температуры T_s.

Рис. 11. — Область обледенения при расширении метана от давления p_s и температуры T_s со степенью расширения $\frac{p_s}{p_i}$ (свыше кривых изотерм — опасность обледенения).

Рис. 12. — Температура нагрева T_s, получаемая для различных значений отношения давлений $\frac{p_s}{p_i}$, при температуре $T_i = 283°К$.

Рис. 13. — Мощность P_t, получаемая путем расширения 1 кг метана в турбине соединенной со струйным компрессором на ее выходной стороне (точечные кривые показывают мощность турбины без струйного компрессора), для различных значений степени расширения $\frac{p_s}{p_i}$; в качестве параметра принята температура газа T_s; $\pi_2 = 1{,}1$; $\frac{p}{p_x} = 4$.

Рис. 14. — Мощность P_t, получаемая расширением 1 кг метана в турбине с струйным компрессором, для различных значений степени расширения $\frac{p_s}{p_i}$; в качестве параметра принята температура T_s метана $\pi_2 = 1{,}2$; $\frac{p}{p_x} = 4$.

Рис. 15. — Мощности P_t, получаемые путем расширения 1 кг газа в турбине со струйным компрессором на выходе, для различных значений степени расширения $\frac{p_s}{p_i}$; в качестве параметра прията температура газа T_s; $\pi_2 = 1{,}3$; $\frac{p}{p_x} = 4$.

Рис. 16. — Количество газа давления p, $\frac{1}{u}$ необходимое для привода 1 кг метана при давлении p_x на выходе из турбины для различных значений степени расширения в струйном компрессоре $\frac{p}{p_x}$; в качестве параметра принята степень сжатия в струйном компрессоре π_2.

Рис. 17. — Мощность P_t, получаемая путем расширения 1 кг газа в метановой турбине со струйным компрессором на выходе, в зависимости от степени расширения $\frac{p_s}{p_i}$; в качестве параметра приняты различные значения степени сжатия в струйном компрессоре π_2.

Рис. 18. — Значение температуры T_x на выходе из метановой турбины со струйным компрессором на выходе для различных значений степени расширения $\frac{p_s}{p_i}$; в качестве параметра принята T_s температура газа на входе (a — для случая отсутствия струйного компрессора $T_s = 283°K$).

Рис. 19. — Мощность P_t, получаемая на метановой турбине, работающей по схеме фиг. 1 к, в зависимости от степени расширения $\frac{p_s}{p_i}$; различные значения степени расширения $\frac{p_s}{p_x}$ взяты в качестве параметра (точечная кривая представляет мощность турбины, не имеющей струйного компрессора).

Рис. 20. — Монтажная схема турбин на метане, приводящих ротационные компрессоры; a — схема с независимым циклом; b, c, — схема с сопряженными циклами.

Рис. 21 — Расход q, кг газа сжатого в ротационном компрессоре от давления p_s до p_i; в качестве параметра принята степень роста давления в компрессоре $\frac{p_m}{p_i}$; a — кривая той же степени роста давления; b — кривая того же отношения расходов.

Рис. 22 — Расход 1 кг метана сжатого в компрессоре q_c от давления p_s по схеме фиг. 20 b в зависимости от отношения давлений в турбине $\frac{p_s}{p_i}$, а также отношения давлений в компрессоре $\frac{p_m}{p_i}$.

Рис. 23 — Температура T_m газа при выходе из компрессора в зависимости

от степени сжатия $\frac{p_i}{p_m}$ (начальная температура $T_i = 283°K$).

Рис. 24 — Монтажная схема агрегата турбина—компрессор с обменом энергией между двумя газовыми циклами.

Рис. 25 — Расход сжатого газа q_c при отношении давлений $\frac{p_m}{p_i} = 2$ и предварительно рассширенного в турбине между давлениями $\frac{p_s}{p_i}$ a — без охлаждения газа, поступающего в компрессор ; b — с охлаждением газа поступающего в компрессор.

Рис. 26 — Способ изменения давления p и расхода Q метана для большого города : p_1 давление на конце трубопровода: p_2 давление после регулятора на станции регулирования и распределения.

SCHÉMAS POUR L'UTILISATION DE LA TURBINE AU GAZ MÉTHANE

RÉSUMÉ

Dans le présent travail, les auteurs étudient méthodiquement les performances des divers schémas de turbines qui détendent le gaz méthane ; ils analysent des turbines entraînant des génératrices électriques (fig. 1) et des turbines entraînant des compresseurs rotatifs (fig. 20). Parmi les schémas proposés, les auteurs considèrent comme les plus propres aux applications pratiques : les schémas assurant le réchauffage du méthane avant la turbine, ceux permettant l'extraction de frigories, ceux qui mettent un compresseur à jet avant la turbine et, enfin, les schémas de turbine couplée, à un compresseur rotatif. C'est le schéma 20 *c* qui est particulièrement important : il permet, en effet, l'alimentation des villes avec un gaz mixte, de méthane et de gaz industriel, comprimé à la pression d'emploi par la détente du gaz méthane.

Cette étude permet de constater que l'utilisation d'une turbine à gaz méthane augmente le rendement de l'installation de 3—4% et, en outre, la récupération des frigories, fournies par le gaz refroidi par la détente, représente l'équivalent d'une puissance d'environ 15—25% de la puissance de la turbine. Les calculs montrent que la dissociation, qui diminue beaucoup quand la pression augmente, limite la température de chauffage du méthane à environ 500° K.

L'effet du dépôt des hydrates de méthane se fait sentir dans le cas des grandes détentes ; cependant, durant les expériences, il n'y a pas eu de dépôt de glace dans la turbine.

Les auteurs font ressortir les difficultés soulevées par les débits variables lorsqu'il s'agit des consommateurs du type ville et, d'autre part, les avantages offerts (tableau 1) par l'utilisation de la turbine à gaz méthane dans l'industrie chimique.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schémas de montage d'une turbine à gaz méthane, entraînant une génératrice électrique.

Fig. 2. — Puissance P_t obtenue par la détente d'un kilogramme de gaz méthane jusqu'à diverses pressions p_i (pression supérieure p_s, le rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$ étant pris comme paramètre).

Fig. 3. — Température T_i obtenue par la détente du gaz méthane jusqu'à diverses pressions p_i (pression supérieure p_s, le rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$ étant pris comme paramètre).

Fig. 4. — Température T_i, obtenue par la détente du gaz méthane dans la turbine, en fonction du rapport des pressions $\frac{p_s}{p_i}$ pour diverses valeurs du rendement interne η de la turbine.

Fig. 5. — Quantité de frigories obtenues (Q_{f1} pour $T = 273°$ K et Q_{f2} pour $T = 265°$ K) par la détente d'un kg de gaz méthane dans le rapport des pressions $\frac{p_s}{p_i}$.

Fig. 6. — Puissance P_t de la turbine à gaz méthane en fonction du rapport de détente. a — puissance fournie par la turbine ; b — puissance obtenue en tenant compte aussi de l'équivalent de l'effet frigorifique (en considérant un refroidissement depuis 283° K jusqu'à 265° K).

Fig. 7. — Puissance P_t fournie par un kg de gaz détendu dans la turbine, et température T_i du gaz détendu, en fonction du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$, pour diverses valeurs de la température T_s du gaz.

Fig. 8. — Diagramme pour la détermination des domaines du froid et de la chaleur, lors de l'utilisation de l'énergie thermique des gaz détendus dans la turbine.

Fig. 9. — Dissociation du gaz méthane en fonction de la température T_s, pour diverses pressions p_s.

Fig. 10. — Débit q du gaz méthane brûlé pour chauffer un kg de gaz à la température T_s.

Fig. 11. — Domaine du givrage dans le cas de la détente du gaz méthane depuis la pression p_s et la température T_s, le rapport de détente étant $\frac{p_s}{p_i}$ (au-dessus des courbes isothermes il y a danger de givrage).

Fig. 12. — Température de chauffage T_s réalisant, pour diverses valeurs du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$, la température $T_i = 283°$ K.

Fig. 13. — Puissances P_t fournies par la détente d'un kg de gaz dans une turbine à gaz-méthane pourvue d'un compresseur à jet à la sortie (les courbes en pointillé indiquent la puissance de la turbine dans l'absence du compresseur à jet), pour diverses valeurs du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$ avec la température du gaz T_s comme paramètre ; $\pi_2 = 1{,}1$; $\frac{p}{p_x} = 4$.

Fig. 14. — Puissances P_t fournies par la détente d'un kg de gaz dans une turbine à gaz méthane pourvue d'un compresseur à jet à la sortie, pour diverses valeurs du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$, avec la température du gaz T_s comme paramètre ; $\pi_2 = 1{,}2$; $\frac{p}{p_x} = 4$.

Fig. 15. — Puissances P_t fournies par la détente d'un kg de gaz dans une turbine à gaz méthane pourvue d'un compresseur à jet à la sortie, pour diverses valeurs du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$, ayant la température du gaz T_s comme paramètre ; $\pi_2 = 1{,}3$; $\frac{p}{p_x} = 4$.

Fig. 16. — Quantité de gaz à la pression p, $\frac{1}{u}$ nécessaire pour entraîner un kg de gaz méthane à la pression p_x à la sortie de la turbine, pour diverses valeurs du rapport de détente dans le compresseur à jet $\frac{p}{p_x}$ ayant comme paramètre le rapport de compression dans le compresseur à jet π_2.

Fig. 17. — Puissance P_t fournie par la détente d'un kg de gaz dans une turbine à gaz méthane, pourvue d'un compresseur à jet à la sortie, en fonction du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$ pour diverses valeurs du rapport de compression dans le compresseur à jet π_2 pris comme paramètre.

Fig. 18. — Valeur de la température T_x à la sortie d'une turbine à gaz méthane pourvue d'un compresseur à jet à la sortie, pour diverses valeurs du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$ ayant comme paramètre la température T_s du gaz à l'entrée (a — au cas où la turbine n'a pas de compresseur à jet, $T_s = 283°K$).

Fig. 19. — Puissance P_t fournie par une turbine à gaz méthane, fonctionnant selon le schéma de la figure 1k, en fonction du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$ pour diverses valeurs du rapport de détente dans la turbine $\frac{p_s}{p_x}$ pris comme paramètre (la courbe en pointillé représente la puissance de la turbine dépourvue du compresseur à jet).

Fig. 20. — Schémas de montage des turbines à gaz méthane entraînant des compresseurs rotatifs. a — schéma à circuits indépendants ; b et c — schéma à circuits conjugués.

Fig. 21. — Débit q comprimé dans le compresseur rotatif d'un kg de gaz détendu dans la turbine entre les pressions p_s et p_1, ayant comme paramètre le rapport de l'augmentation de la pression dans le compresseur $\frac{p_m}{p_i}$. a — courbe correspondant au même rapport des pressions ; b — courbe correspondant au même rapport des débits.

Fig. 22. — Débit du gaz méthane comprimé dans le compresseur q_c pour un kg de gaz arrivé à la pression p_s, conformément au schéma 20 b, en fonction du rapport des pressions dans la turbine $\frac{p_s}{p_1}$ et des pressions dans le compresseur $\frac{p_m}{p_i}$.

Fig. 23. — Température T_m du gaz à la sortie du compresseur en fonction du rapport de compression $\frac{p_i}{p_m}$ (température initiale $T_i = 283°$ K).

Fig. 24. — Schéma de montage du groupe turbine à gaz méthane — compresseur, avec échange d'énergie entre les deux circuits de gaz.

Fig. 25. — Débit du gaz comprimé q_c dans l'intervalle de pressions $\frac{p_m}{p_i} = 2$ d'un kg de gaz détendu dans la turbine à gaz méthane entre les pressions $\frac{p_s}{p_1}$. a — sans refroidissement du gaz entrant dans le compresseur ; b — avec refroidissement du gaz entrant dans le compresseur.

Fig. 26. — Mode de variation de la pression p et du débit Q du gaz méthane dans le cas d'une grande ville. p_1 — pression au bout du conduit ; p_2 — pression au-delà du régulateur de la station de réglage et de distribution.

BIBLIOGRAFIE

1. I. SAPHIER, V. PIMSNER, C. A. VASILESCU, *Posibilitatea obţinerii de enrgie la exploatările de gaze naturale.* Studii şi cercetări de energetică, *1*, 89 (1952).
2. I. SAPHIER şi colab., *Posibilitatea obţinerii de energie mecanică, căldură şi frig cu ajutorul unei turbine de trecere, prin utilizarea presiunii naturale a gazului metan.* Studii şi cercetări de energetică, **V**, *3—4* (1955).
3. V. PIMSNER, C. A. VASILESCU şi colab., *Über die Möglichkeit der komplexen energetischen Erdgasverwendung.* Weltkraftkonferenz Beograd, **2**, *18* (1957).
4. K. PASCHKE, *Gasentspannungsmaschinen in Gasfernleitungen BKW*, **8**, 381/386 (1956).
5. H. BACHL, *Gasentspannungsturbinen in Fernleitungen BKW*, **5**, 306/310 (1953).
6. СМИРНОВ, *Транспорт и хранение газа.* Госэнергоиздат, Москва, 1953.
7. * * * *Anuarul statistic al R.P.R., 1959*, Bucureşti, 1959.

STUDIU ASUPRA POSIBILITĂȚILOR DE REDUCERE A CONȚINUTULUI DE STERIL DIN LIGNIȚI PRIN SPĂLARE CU LICHIDE GRELE

III. CERCETĂRI PRIVIND DESCENUȘAREA MĂRUNȚILOR DE LIGNIT DIN BAZINUL CARBONIFER SĂRMĂȘAG *)

DE

I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU și B. BERCOVICI

În notele precedente [1], [2] s-a arătat că lignitul brut și mai ales mărunții de lignit brut din R.P.R., au un conținut ridicat de cenușă (30—50%) și de umiditate (25—45%), deci o putere calorifică coborîtă (1 800—2 500 kcal/kg), ceea ce face necesară studierea unor metode de reducere a conținutului de cenușă în vederea unei utilizări energetice raționale a lor, impusă mai ales de imensele rezerve pe care le avem din acești cărbuni.

Metodele clasice de epurare fiind aplicate unor cărbuni cu un grad mai mare de carbonificare, la rezolvarea problemei epurării ligniților a fost necesar să se țină seama în primul rînd de caracteristicile fizico-chimice ale acestora. Astfel, în studiile anterioare menționate [1], [2], rezultatele cercetărilor efectuate asupra mărunților de lignit din bazinele Schitu-Goleşti și Rovinari au condus la următoarele concluzii mai importante:

— densitățile de spălare cu lichide grele și medii dense sînt mult mai joase decît cele necesare pentru cărbunii superiori; ele sînt în funcție de caracteristicile lignitului cercetat;

— datorită structurii poroase a ligniților, s-a stabilit o tehnică experimentală deosebită de cea clasică; cercetările de laborator privind sortările densimetrice s-au efectuat prin determinarea directă a curbei integrale a cenușilor, eliminîndu-se astfel erorile produse prin fenomenul impregnării ligniților cu lichidul greu de spălare, în timpul operațiilor de sortare;

— prin epurare pe cale umedă (lichide grele și medii dense) s-a redus la 14—18% conținutul de cenușă al ligniților cercetați, obținîndu-se recuperări acceptabile, ceea ce îi face indicați pentru brichetare.

*) Prezentate în cadrul Sesiunii de Comunicări științifice a Institutului de energetică, noiembrie 1958.

În lucrarea de faţă cercetările au fost extinse asupra lignitilor din cele mai importante mine din zăcămîntul Sărmăşag, în scopul cunoaşterii atît a caracteristicilor lor de epurare, cît şi a precizării influenţei unor operaţii prealabile spălării — îmbibare cu apă şi desargilare în curent de apă — asupra recuperărilor obţinute la epurare.

CONDIŢII EXPERIMENTALE

1. Prelevarea probelor

S-au colectat probe medii de cîte aproximativ 1 000 kg de la minele Sărmăşag şi Chiejd din lignitii mărunţi 0—30 mm, aşa cum rezultă de la instalaţiile de ciuruire. Probele medii s-au obţinut prin probe de egală greutate luate la timpi egali de funcţionare a ciurului, reprezentînd media producţiei de lignit mărunţi pentru o zi de lucru, de la fiecare mină.

Pentru cercetări, probele prelevate de la fiecare mină au fost perfect omogenizate, divizate prin sfertuire şi păstrate în butoaie etanşe.

2. Cercetări în fază de laborator

Deoarece sorturile granulometrice mai fine nu sînt practic epurabile prin spălare cu lichide grele sau medii dense, s-a separat prin ciuruire din lignitii bruţi sortul 0—5 mm, care reprezintă şi limita inferioară la care se pot ciurui pe cale industrială lignitii cu umiditate naturală redusă fără a se înfunda ochiurile ciurului.

Lignitii sosiţi la staţia de ciuruire au în general un conţinut foarte variabil de umiditate, în funcţie de caracteristicile lor fizico-chimice, de locul de exploatare din care provin şi mai ales dacă au fost expuşi sau nu intemperiilor. Cărbunii care au stat în ploaie, se ciuruiesc foarte greu la 30 mm, la staţia de sortare, şi cu atît mai greu şi mai imperfect se vor ciurui la 5 mm în vederea spălării. Singurul mijloc practic industrial este ciuruirea lor sub stropire puternică cu apă, după o prealabilă înmuiere în apă pentru desfacerea bucăţilor de argilă lipite de cărbune. Pe această cale, o dată cu ciuruirea şi eliminarea sortului 0—5 mm, se realizează atît îmbibarea cu apă la refuz a sortului 5—30 mm, cît şi o desargilare care duce la scădere corespunzătoare a cenuşei lignitului.

Ca metode de laborator, s-au utilizat îmbibarea simplă cu apă şi desargilarea în curent de apă a lignitilor studiaţi, pentru observarea modificărilor aduse de aceste operaţii asupra caracteristicilor de epurare.

Analizele densimetrice de laborator asupra lignitilor bruţi 5—30 mm s-au efectuat în soluţii de $ZnCl_2$ de diferite concentraţii. S-a utilizat metoda sortărilor separate pentru fiecare densitate în parte (determinarea experimentală directă a curbei integrale a cenuşelor, iar a curbei elementare a cenuşelor prin calcul).

S-au efectuat în paralel sortări densimetrice în lichide grele (soluții de $ZnCl_2$) și pentru ligniții 5—30 mm care au fost în prealabil îmbibați la saturație timp de 15 min cu apă sau la care concomitent cu îmbibarea, o parte din steril a fost îndepărtată, cu ajutorul unui curent ascendent de apă, sub formă de argilă coloidală. Viteza și sensul curentului de apă s-au reglat astfel ca să se evite pe cît posibil pierderile de cărbuni prin preaplinul vasului în care se făcea această operație.

3. Cercetări în fază pilot

Cele mai importante rezultate ale cercetărilor de laborator arătate mai jos, au fost verificate — ca și în lucrările anterioare — într-o cuvă pilot de spălare cu o capacitate de aproximativ 500 kg cărbuni/oră, funcționînd cu lichide dense (suspensie de cenușă de pirită în apă) și construită după indicațiile literaturii de specialitate sovietice [3].

REZULTATE

1. Mina Sărmășag (bazinul Sărmășag)

Prin eliminarea sortului granulometric neepurabil $0\frac{1}{4}$— 5 mm ($A^{anh} = 51{,}1\%$) și care reprezintă 31,1% din totalul ligniților 0—30 mm ($A^{anh} = 45{,}1\%$) aduși de la această mină, se obține totodată și o ameliorare calitativă a ligniților 5—30 mm ($A^{anh} = 42{,}4\%$).

Pentru a se evita în cursul cercetărilor erorile produse de îmbibarea lignitului cu lichidul greu de spălare — fenomen observat în studiile noastre anterioare — [1], [2] — s-a urmărit cunoașterea în primul rînd a capacității de îmbibare a ligniților de Sărmășag. În acest scop, s-a spălat într-o soluție de $ZnCl_2$ la densitatea 1,300 lignitul de Sărmășag, plutitul fiind cules imediat pentru a se evita îmbibarea. Acești ligniți plutiți au fost apoi din nou introduși într-o soluție de $ZnCl_2$ de aceeași densitate (1,300) și menținuți în vase diferite timp de 15 — 120 min pentru a se observa ce mai plutește, respectiv se scufundă datorită îmbibării în timp. Rezultatele sînt prezentate în graficul din figura 1.

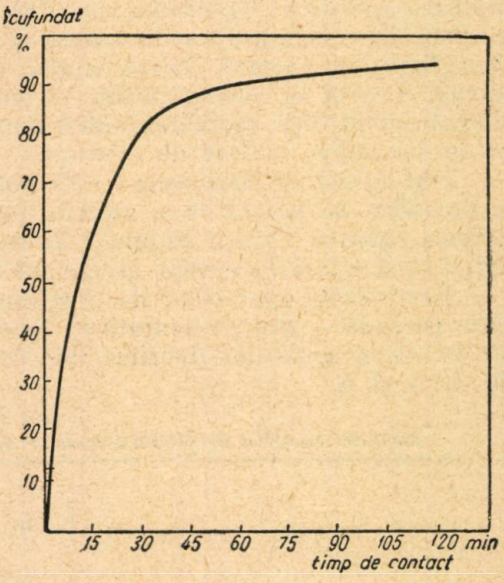


Fig. 1. — Îmbibarea lignitului de Sărmășag în soluție de $ZnCl_2$.

Se observă din grafic că după 15 min de contact cu soluţia de $ZnCl_2$ mai pluteşte abia 40,0% din lignitul epurat în prealabil la aceeaşi densitate. În aceleaşi condiţii, la ligniţii de Rovinari [2] mai pluteau 59,0%. Acest fenomen pare explicabil prin umiditatea totală iniţială redusă a lignitului de Sărmăşag (29,1%), faţă de cea a lignitului de Rovinari (42,9%). Astfel, pentru a se stabili puterea de îmbibare în apă a lignitului de Sărmăşag, mai multe probe din acest lignit, cu umiditatea naturală (29,1%), au fost introduse în apă timp de 1—120 min., observîndu-se creşterile de greutate în timp ale probelor de lignit după egutare. Rezultatele obţinute sînt prezentate în graficul din figura 2.

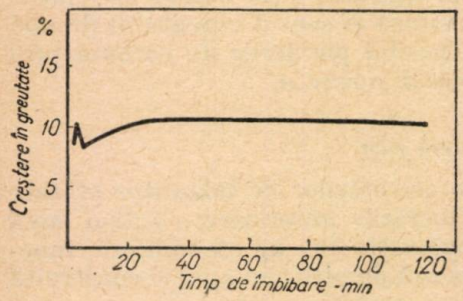


Fig. 2. — Îmbibarea lignitului de Sărmăşag cu apă.

Se observă din grafic că prin îmbibare cu apă, ligniţii de Sărmăşag prezintă o creştere a greutăţii de circa 10%, fenomenul avînd loc după circa 2—3 minute de contact cu apa şi rămînînd apoi constant. Din cercetările de mai sus, rezultă că la umidităţi mici ligniţii au capilarele deschise, iar prin introducerea lor în lichide grele sau în apă, ei absorb foarte repede toată cantitatea de lichid necesară umplerii capilarelor, modificîndu-şi astfel greutatea specifică. Greutatea specifică a ligniţilor este deci dependentă nu numai de conţinutul lor de cenuşă ci şi de umiditatea lor. Cum umiditatea ligniţilor variază foarte mult, este evident că o spălare densimetrică corectă la cenuşa dorită, se poate realiza numai dacă se elimină influenţa umidităţii variabile, adică numai dacă ligniţii sînt îmbibaţi în apă la saturaţie, înainte de epurare.

Din ligniţii de Sărmăşag 5—30 mm s-au efectuat trei serii de sortări densimetrice de laborator şi anume, pentru ligniţii bruţi cu umiditatea naturală, pentru ligniţii îmbibaţi la saturaţie cu apă şi pentru ligniţii parţial desargilaţi în curent ascendent de apă.

Rezultatele operaţiilor de pregătire prealabilă — îmbibare şi desargilare parţială — sînt prezentate în tabela 1 iar curbele de spălare rezultate în urma sortărilor densimetrice de laborator, în graficele din figurile 3, 4 şi 5.

Tabela 1

Rezultatele operaţiilor de îmbibare şi desargilare parţială ale lignitului de Sărmăşag

PROBA	A^{anh}	W_t^i	Randamentele operaţiilor raportate la:		
			Brut	Anhidru	Masa combustibilă
	%	%	%	%	%
Brut	42,4	29,1	100,0	100,0	100,0
Îmbibat cu apă	41,1	39,7	113,8	97,0	98,8
Desargilat parţial	31,9	41,7	99,4	81,8	96,6

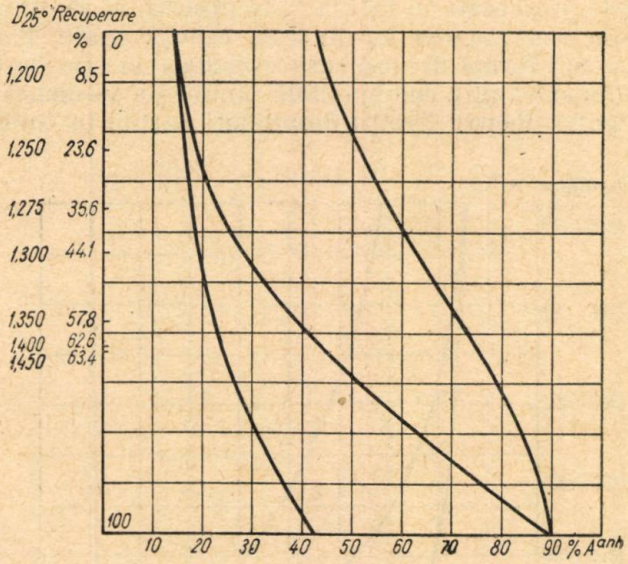


Fig. 3. — Curbele de spălare ale lignitului de Sărmăşag brut.

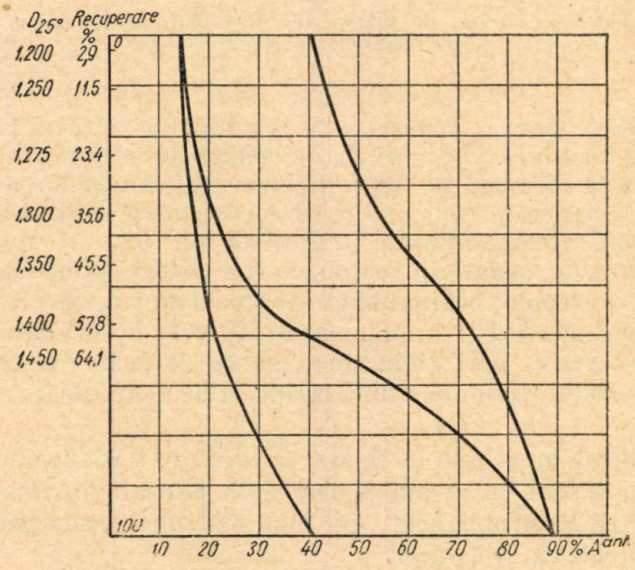


Fig. 4. — Curbele de spălare ale lignitului de Sărmăşag îmbibat cu apă.

Din datele prezentate în tabela 1, se observă că la simpla îmbibare a ligniților prin scufundarea lor în apă, cenușa scade, datorită argilei fine care trece sub formă de suspensie coloidală în apa de imersare, iar o mică parte din substanța combustibilă rămîne de asemenea în suspensie (praf fin de lignit). Pentru ligniții desargilați parțial în curent ascendent

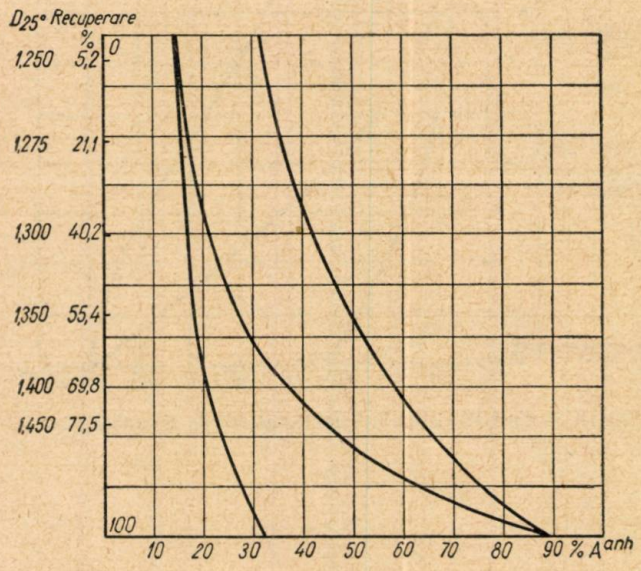


Fig. 5. — Curbele de spălare ale lignitului de Sărmășag desargilat parțial.

de apă, scăderea mare a cenușei este însoțită de pierderi însemnate de substanță combustibilă. Din curbele de spălare prezentate în figurile 3, 4 și 5 se observă că recuperările obținute la aceeași cenușă după o prealabilă îmbibare sau desargilare, sînt mai mari decît pentru lignitul brut. Pentru comparația rezultatelor obținute, în graficul din figura 6 sînt prezentate curbele integrale de spălare în toate cele trei cazuri, avînd însă recuperările raportate la cărbunii bruți anhidri (produsul dintre valoarea recuperării la sortarea densimetrică și randamentul raportat la anhidru al operației prealabile respective) deci ținîndu-se seama de scăderea cenușei și de pierderile de substanță combustibilă la operațiile de îmbibare și desargilare parțială.

Din graficul prezentat în figura 6, rezultă că recuperările obținute la epurarea lignitului, în prealabil desargilat parțial, sînt mai mari decît cele ale epurării lignitului brut, dar sînt mai mici decît pentru lignitul îmbibat în prealabil și epurat.

Astfel, pentru a se obține o cenușă de 17,5% în lignitul epurat, rezultă o recuperare de 33,9% pentru lignitul brut, o recuperare de 35,2%

pentru cel desargilat în prealabil și de 40,8% pentru lignitul îmbibat cu apă în prealabil.

În tabela 2, se prezintă creșterea procentuală a recuperărilor față de lignitul brut, datorită operațiilor de pregătire prealabilă ale lignitului.

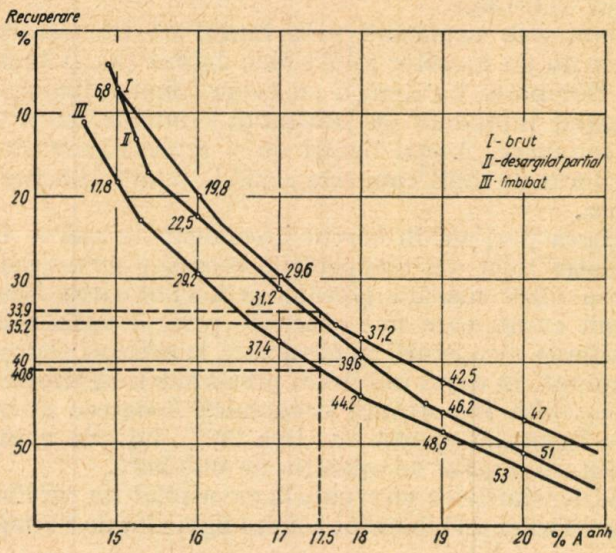


Fig. 6. — Grafic comparativ al recuperărilor obținute pentru aceleași cenușe la sortările densimetrice ale lignitului de Sărmășag brut, îmbibat cu apă și desargilat parțial.

Tabela 2

Creșterea recuperărilor la spălarea lignitului de Sărmășag în prealabil îmbibat și desargilat parțial, în raport cu recuperarea la lignitul brut

Cenușa la 105°C a lignitului epurat	Brut	Îmbibat		Desargilat parțial	
	Recuperare	Recuperare	Creșterea recuperării față de brut	Recuperare	Creșterea recup. față de brut
%	%	%	%	%	%
15	7,5	17,8	137,5	6,8	—
16	19,8	29,2	47,5	22,5	11,4
17	29,6	37,4	26,2	31,2	5,3
17,5	33,9	40,8	20,8	35,2	3,9
18	37,2	44,2	19,0	39,6	6,5
19	42,5	48,6	14,5	46,2	8,7
20	47,0	53,0	11,3	51,0	8,5

Din datele prezentate în tabela 2, se observă că cele mai mari creşteri ale recuperării se datoresc îmbibării prealabile. Aceste creşteri, care sînt foarte mari la cenuşele reduse în epurații (137,5%), se micşorează treptat pînă la circa 20% pentru cenuşe uzuale de spălare şi devin tot mai mici la cenuşe mai ridicate.

Fenomenul este explicabil prin faptul că fracțiunile densimetrice cele mai uşoare au un caracter xiloid bine definit [4] şi tendința cea mai puternică de îmbibare. La ligniții cu cenuşe mai ridicate, capilarele din lignit sînt parțial înfundate cu substanță minerală, ceea ce îi face mai refractari la îmbibare. Aceşti ligniți nu-şi măresc greutatea specifică în timpul spălării atît de mult cum este cazul la ligniții din fracțiunile densimetrice uşoare.

Desargilarea parțială în curent ascendent de apă a lignitului duce la creşteri relativ mici ale recuperării, deoarece avantajul îmbibării cu apă este într-o mare măsură pierdut prin eliminarea lamelelor mici şi uşoare de lignit curat, care sînt evacuate prin preaplin o dată cu argila coloidală. Creşterile recuperării cu circa 20% la aceleaşi cenuşe (17—18,5%) în produsul epurat, în cazul îmbibării prealabile a lignitului de Sărmăşag, prezintă o deosebită importanță economică deoarece micşorează prețul de revenire al lignitului epurat cu circa 20%, față de neînsemnate cheltuieli suplimentare impuse de operația de îmbibare.

Sortările densimetrice efectuate la cuva-pilot au verificat întrutotul rezultatele cercetărilor de laborator asupra ligniților de Sărmăşag.

2. Mina Chiejd (bazinul Sărmăşag)

Analiza granulometrică a mărunților de lignit brut de la Chiejd a arătat că prin simpla ciuruire a sortului 0—5 mm ($A^{anh} = 47,9\%$) şi care reprezintă 33,5% din totalul ligniților 0—30 mm ($A^{anh} = 42,1\%$), se produce o oarecare ameliorare a conținutului de cenuşă a sortului epurabil 5—30 mm ($A^{anh} = 39,2\%$).

Rezultatele operațiilor de pregătire prealabilă epurării — îmbibare cu apă şi desargilare parțială — ale ligniților de Chiejd 5—30 mm sînt prezentate în tabela 3, iar curbele de spălare rezultate în urma sortărilor densimetrice de laborator în soluții de $ZnCl_2$ ale lignitului brut (cu umiditatea naturală), îmbibat cu apă şi desargilat parțial, în graficele din figurile 7, 8 şi 9.

Tabela 3

Rezultatele operațiilor de îmbibare şi desargilare parțială ale lignitului de Chiejd

PROBA	A^{anh} %	W_t^i %	Randamentele operațiilor raportate la: Brut %	Anhidru %	Masa combustibilă %
Brut	39,2	32,4	100,0	100,0	100,0
Îmbibat	35,5	41,3	108,1	93,7	99,6
Desargilat parțial	28,1	44,5	97.6	80,2	94,8

Din datele prezentate se observă că lignițiii bruți de Chiejd deși au o cenușă de 39,2% deci destul de apropiată de cenușa ligniților bruți de Sărmășag (42,4%), totuși recuperările la aceleași cenușe sînt incomparabil

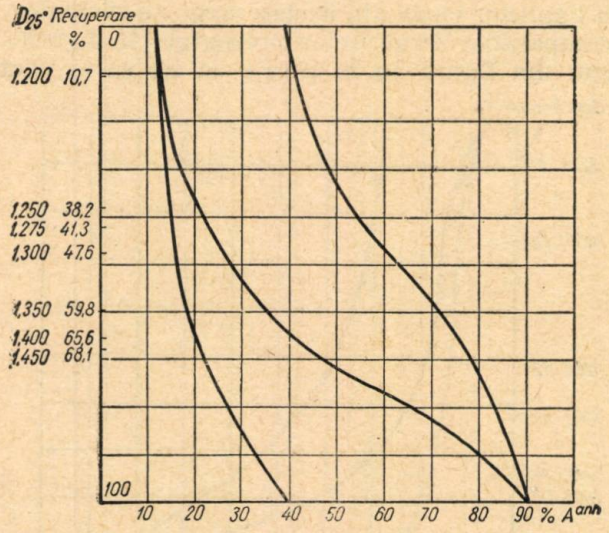


Fig. 7. — Curbele de spălare ale lignitului de Chiejd brut.

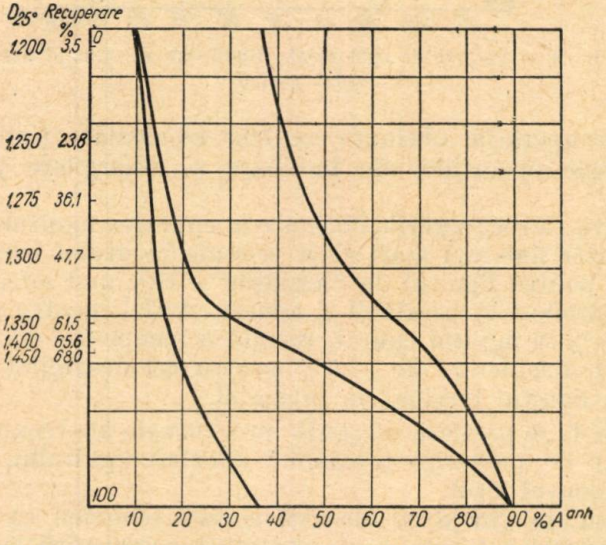


Fig. 8. — Curbele de spălare ale lignitului de Chiejd îmbibat cu apă.

mai mari la Chiejd (fig. 3 și fig. 7). Astfel, la 15% cenușă recuperarea la lignițiii bruți este de 42,3% la Chiejd față de 7,5% la Sărmășag, la 17,5% cenușă recuperarea este de 53,9% la Chiejd față de 33,9% la Sărmășag etc.

Deoarece la mina Chiejd se exploatează acelaşi strat de cărbune ca şi la Sărmăşag, la aproximativ 2 km distanţă, cele arătate mai sus dovedesc lipsa mare de omogenitate a stratelor de lignit şi o variaţie importantă a epurabilităţii ligniţilor chiar din acelaşi strat de cărbune.

Pentru compararea rezultatelor prezentate în figurile 7, 8 şi 9 s-a întocmit graficul din figura 10 în care — la fel ca şi pentru ligniţii de

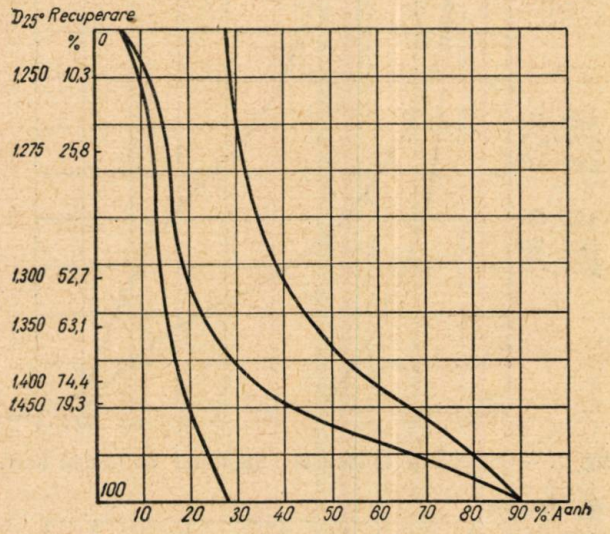


Fig. 9. — Curbele de spălare ale lignitului de Chiejd desargilat parţial.

Sărmăşag — recuperările obţinute au fost recalculate ţinîndu-se seama de randamentele operaţiilor de îmbibare şi desargilare parţială (vezi tabela 3).

Se observă că recuperările obţinute la epurarea lignitului în prealabil desargilat parţial sînt mai mari decît cele ale lignitului brut epurat, dar — la fel ca şi pentru lignitul de Sărmăşag — sînt mai mici decît pentru lignitul doar îmbibat în prealabil şi epurat. Astfel, pentru a se obţine o cenuşă de 17,5% în lignitul epurat, rezultă o recuperare de 53,9% pentru lignitul brut, o recuperare de 57,5% pentru cel desargilat parţial şi de 61,2% pentru lignitul îmbibat în prealabil.

În tabela 4, se prezintă creşterile procentuale ale recuperărilor datorită operaţiilor de pregătire prealabilă epurării lignitului, faţă de cele obţinute cu lignitul brut.

La ligniţii de Chiejd se observă acelaşi fenomen ca şi la cei de Sărmăşag şi anume o foarte mare creştere a recuperării la cenuşe joase (13%) în cazul simplei îmbibări cu apă (140,0%). Creşterea recuperării la simplu îmbibaţi faţă de bruţi devine tot mai mică o dată cu creşterea cenuşei în ligniţii epuraţi, ajungînd la abia 4% pentru o cenuşă de 20%. Aceasta indică că fenomenul îmbibării este foarte activ la fracţiunile densimetrice cele mai uşoare, care au caracterul cel mai xiloidic şi deci

cu mai multe capilare goale. Cum proporția cu care intervin acești ligniți foarte ușori este foarte mică (10—15%) față de totalul ligniților epurați, diminuarea bruscă a creșterii recuperării la simplu îmbibați cu apă, față de bruți, este cu totul explicabilă.

Desargilarea parțială a lignitului de Chiejd duce la creșteri mici ale recuperării deoarece avantajul îmbibării cu apă este și aici aproape anulat

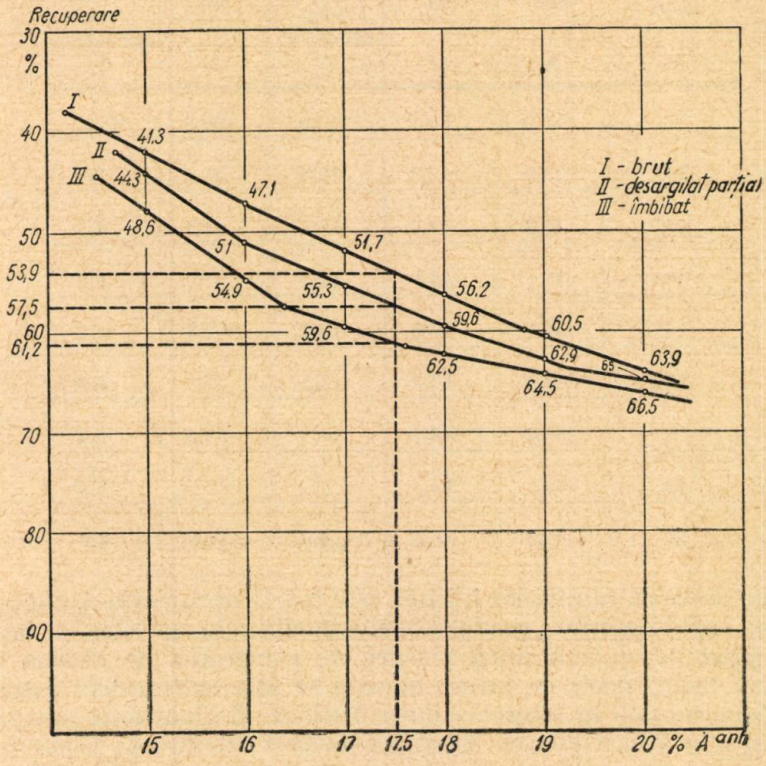


Fig. 10. — Grafic comparativ al recuperărilor obținute pentru aceleași cenușe la sortările densimetrice ale lignitului de Chiejd brut, îmbibat cu apă și desargilat parțial.

de pierderile însemnate de cărbune ale procesului (randamentul la anhidru față de lignitul brut este de numai 80,2%).

Sortările densimetrice efectuate la cuva pilot au confirmat sub toate aspectele rezultatele cercetărilor de laborator privind descenușarea ligniților de Chiejd.

CONCLUZII

Din cercetările efectuate asupra ligniților mărunți 5—30 mm din bazinul carbonifer Sărmășag se desprind următoarele concluzii :

1. În comparație cu ligniții bruți de la mina Sărmășag, ligniții bruți de la mina Chiejd au recuperări net superioare la aceleași cenușe de

Tabela 4

Creşterea recuperărilor la spălarea lignitului de Chiejd în prealabil îmbibat şi desargilat parţial, în raport cu recuperarea la lignitul brut

Cenuşa la 105°C a lignitului epurat	Brut	Îmbibat		Desargilat parţial	
	Recuperare	Recuperare	Creşterea recuperărilor faţă de brut	Recuperare	Creşterea recuperărilor faţă de brut
%	%	%	%	%	%
13	12,8	30,7	140,0	26,3	105,8
14	33,6	40,2	19,6	34,6	3,0
15	41,3	48,6	17,7	44,3	7,3
16	47,1	54,9	16,7	51,0	8,2
17	51,7	59,6	15,2	55,3	7,0
17,5	53,9	61,2	13,5	57,5	6,7
18	56,2	62,5	11,1	59,6	6,2
19	60,5	64,5	6,5	62,9	3,9
20	63,9	66,5	4,0	65,0	1,8

spălare, cu toate că cenuşa lor iniţială este foarte apropiată. Aceasta dovedeşte că în cazul ligniţilor, recuperările ce se obţin la spălarea lor la cenuşe egale, depind într-o mai mică măsură de cantitatea de cenuşă iniţială în cărbunii bruţi, decît de forma în care se află substanţele minerale şi anume : concentrată în intercalaţii net distincte şi separabile prin epurare, sau fin dispersată în capilarele ligniţilor (cenuşă intrinsecă) şi neseparabilă prin orice metodă fizică de epurare. Acest fenomen există desigur şi la cărbunii superiori, însă la ligniţi este cu mult mai accentuat datorită uşurinţei cu care substanţele minerale aflate în soluţii sau ca suspensii în apele subterane, pot umple numeroasele capilare ale ligniţilor xiloizi. În acest fel se explică şi deosebirea netă în ceea ce priveşte epurabilitatea ligniţilor de Chiejd faţă de cei de Sărmăşag.

2. Ligniţii cu umiditate naturală redusă au o foarte puternică capacitate de îmbibare în apă. Dată fiind lipsa de omogenitate a ligniţilor, este foarte probabil ca prin îmbibare, unele bucăţi de lignit să-şi mărească greutatea specifică mai repede decît altele. Astfel, la spălarea în lichide grele şi medii dense — unde ligniţii vin în contact cu mediul de spălare numai cîteva secunde — ligniţii ce plutesc pot fi de fapt un amestec de cărbuni cu cenuşă ridicată dar mai uscaţi şi de cărbuni cu cenuşă redusă însă care s-au îmbibat mai repede. Prin îmbibare în apă la saturaţie, înainte de epurare, se elimină influenţa umidităţii naturale variabile a ligniţilor,

iar greutatea lor specifică rămîne dependentă numai de conținutul lor de cenușă. Sortarea densimetrică se poate face astfel mult mai corect.

3. După cum s-a arătat în cursul studiului, îmbibarea cu apă a ligniților înainte de epurare duce la creșteri mari ale recuperării, în special la cenușe scăzute. Chiar la cenușe uzuale de epurare, de exemplu 17%, sporul de recuperare este de 15—20% la ligniții din bazinul Sărmășag. Creșterea importantă a recuperării la cenușe reduse, are o deosebită importanță economică, în special pentru un combustibil inferior cum sînt ligniții și unde costul tonei de cărbuni epurați trebuie să fie cît mai mic posibil.

4. Pentru epurarea pe cale industrială a ligniților, îmbibarea prealabilă cu apă nu prezintă nici o dificultate, fiind un procedeu simplu și chiar impus prin însăși necesitatea de ciuruire a sortului neepurabil 0—5 mm, care la ligniții mai umezi nu se poate realiza pe cale uscată.

5. Îmbibarea combinată cu desargilarea parțială în curent de apă duce la creșteri mici ale recuperărilor, datorită pierderilor mari de substanță combustibilă în timpul operației. Ea nu este deci recomandabilă ca procedeu industrial spre deosebire de îmbibarea simplă care este indicată din toate punctele de vedere.

6. Prin aplicarea procedeului de îmbibare prealabilă cu apă, ligniții din bazinul Sărmășag au putut fi epurați la 16—18% cenușă față de aproximativ 40% cenușă inițială, obținîndu-se recuperări de aproximativ 40—60%.

7. Brichetele obținute în laborator din ligniții epurați la 16—18% cenușă, după uscare și brichetare cu liant — în cadrul unui alt studiu efectuat — au prezentat indici buni de calitate și o putere calorifică de peste 5 000 kcal/kg.

8. Din cercetările efectuate asupra ligniților din bazinul Sărmășag apare evidentă necesitatea de a se studia fiecare bazin de ligniți în parte, fiind imposibil de a se generaliza concluziile asupra comportării la epurare a ligniților dintr-un bazin, la un alt bazin chiar apropiat.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ БАЛЛАСТА В ЛИГНИТАХ, ПУТЕМ ИХ ПРОМЫВКИ ТЯЖЕЛЫМ РАСТВОРОМ

СООБЩЕНИЕ III

РЕЗЮМЕ

В работе даны результаты исследований по очистке лигнитовой мелочи (размера 0—30 мм) в угольном бассейне „Сэрмешаг", путем промывки тяжелыми растворами в плотных средах.

Подчеркивается значение впитывания водой до предела насыщения первичных лигнитов до их очистки, причем получается этим

путем значительный рост возврата от промывки, в особенности в случаях пониженной зольности. Отличия в поведении при очистке исследуемых лигнитов указывают на невозможность обобщения полученных выводов для всех месторождений лигнита, причем требуется изучение каждого угольного месторождения в отдельности.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Впитывание лигнита месторождения „Сэрмешаг" раствором $Zn\ Cl_2$.
Рис. 2. — Впитывание лигнита „Сэрмешаг" водой.
Рис. 3. — Кривые промывки первичного лигнита „Сэрмешаг".
Рис. 4. — Кривые промывки лигнита „Сэрмешаг" впитанного водой.
Рис. 5. — Кривые промывки лигнита „Сэрмешаг" частично очищенного от глины.
Рис. 6. — Сравнительный график возврата, получаемого для тех же видов золы при денсиметрических сортировках первичного лигнита „Сэрмешаг", впитанного водой и частично очищенного от глины.
Рис. 7. — Кривые промывки первичного лигнита „Киэжд".
Рис. 8. — Кривые промывки лигнита „Киэжд", впитанного водой.
Рис. 9. — Кривые промывки лигнита частично очищенного от глины.
Рис. 10. — Сравнительный график возврата, получаемого для тех же видов золы при денсиметрических сортировках первичного лигнита „Киэжд", впитанного водой и частично очищенного от глины.

ÉTUDE SUR LES POSSIBILITÉS DE RÉDUCTION DE LA TENEUR EN STÉRILE DES LIGNITES PAR LEUR LAVAGE AVEC DES LIQUIDES LOURDS

NOTE III

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent les résultats des recherches concernant l'épuration des menus de lignite (0—30 mm) du bassin de Sărmăşag, par leur lavage avec des liquides lourds et des milieux denses.

Ils font ressortir l'importance de l'imbibition avec de l'eau, jusqu'à saturation, des lignites bruts avant l'épuration, ce qui permet d'obtenir une augmentation importante des récupérations par lavage, surtout dans le cas des cendres réduites. Les différences de comportement à l'épuration des lignites étudiés indiquent l'impossibilité d'étendre la généralisation des conclusions obtenues à tous les bassins de lignites, et par conséquent la nécessité d'étudier chaque gisement individuellement.

EXPLICATION DE FIGURES

Fig. 1. — Imbibition du lignite de Sărmăşag dans une solution de $ZnCl_2$.
Fig. 2. — Imbibition du lignite de Sărmăşag avec de l'eau.
Fig. 3. — Courbes de lavage du lignite de Sărmăşag brut.

Fig. 4. — Courbes de lavage du lignite de Sărmășag imbibé d'eau.
Fig. 5. — Courbes de lavage du lignite de Sărmășag partiellement débarrassé de l'argile.
Fig. 6. — Graphique comparatif des récupérations obtenues, pour les mêmes cendres, lors de l'assortiment densimétrique du lignite de Sărmășag brut, imbibé d'eau et partiellement débarrassé de l'argile.
Fig. 7. — Courbes de lavage du lignite de Chiejd brut.
Fig. 8. — Courbes de lavage du lignite de Chiejd imbibé d'eau.
Fig. 9. — Courbes de lavage du lignite de Chiejd partiellement débarrassé de l'argile.
Fig. 10. — Graphique comparatif des récupérations obtenues, pour les mêmes cendres, lors de l'assortiment densimétrique du lignite de Chiejd brut, imbibé d'eau et partiellement débarrassé de l'argile.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU, I. EPURE, C. GRIGORESCU, *Studiu asupra posibilităților de reducere a conținutului de steril din lignițI prin spălare cu lichide grele. Nota I.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, *1*, 83—91 (1957).
2. I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU, I. EPURE, B. BERCOVICI, *Studiu asupra posibilităților de reducere a conținutului de steril din lignițI prin spălare cu lichide grele. Nota II.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, *3*, 423—442 (1957).
3. П. П. ЗЕМЛЯНСКИЙ, *Обогащение угля для тяжелых сред.* Москва, Углетехиздат, 1953.
4. I. BLUM, FR. BOLCHI, G. MUSCĂ, *Forschungen über die bindemittellose Brikettierung der holzigen Braunkohlen* (Lignite). Freiberger Forschungshefte, A 90, 97—112 (1958).

ELEMENTE CARACTERISTICE ÎN PROCESUL DE COCSIFICARE AL CĂRBUNELUI

II. ASUPRA DESCOMPUNERII HUILELOR ÎN PROCESELE PIROGENETICE *)

DE

I. BLUM şi I. NISTOR

Cercetările efectuate asupra procesului de cocsificare al cărbunilor şi în special asupra proprietăţii de aglutinare, s-au fundamentat fie pe supoziţia că însuşirile de plastifiere ale cărbunilor se datoresc preexistenţei bitumenelor, fie pe trecerea cărbunelui printr-o stare plastică în timpul cocsificării, ca o consecinţă a descompunerii termice.

Cunoaşterea cantităţii şi a proprietăţilor bitumenelor a fost efectuată prin extracţii cu diferiţi solvenţi organici, deoarece dintre toate metodele de studiu ale descompunerii termice a cărbunelui, acţiunea solvenţilor s-a presupus că îi afectează destul de slab constituţia [1]. De aceea, dintre procedeele de cercetare ale chimiei cărbunelui, s-a considerat că extracţia cu solvenţi este o importantă metodă de lucru, întrucît cea mai mare parte a produselor obţinute sînt asemănătoare cărbunelui iniţial, cu excepţia mărimii moleculare.

Produsele solubile ale extracţiei cu solvenţi, denumite extracte sau bitumene, variază chimic constituţional, după procedeul prin care au fost obţinute. Unii constituienţi ai extractelor ca uleiuri, răşini, ceruri, se găsesc în cărbuni ca atare; o altă parte din extract, provine din depolimerizarea termică a cărbunelui, după cum în cazul anumitor solvenţi, depolimerizarea solventului însuşi îşi poate da contribuţia sa. Pe lîngă substanţele rezultate, care par să fie în soluţie reală, unii solvenţi (de exemplu piridina) produc un proces de peptizare sau dispersie coloidală a cărbunelui.

Extractul de cărbuni conţine un amestec de substanţe organice, mai mult sau mai puţin cunoscute, începînd cu substanţe de greutate moleculară redusă, pînă la molecule foarte complexe şi coloizi.

*) Lucrare prezentată la Sesiunea Institutului de energetică la data de 4 noiembrie 1958.

Problema constituției chimice a cărbunelui, a fost atacată, indirect, prin studiul produselor de extracție; cu mici excepții au fost identificați numai acei compuși care se găseau ca materiale incluse.

Proprietatea principală şi cea mai generală a substanței cărbunoase, este instabilitatea ei termică; de aceea ea poate constitui baza fundamentală a studiului huilelor — după cum arată S. G. Aronov [2], ca şi a cocsurilor de petrol, rezultate la crackingul păcurilor [3].

În absența unei explicări complete a fenomenului de cocsificare al cărbunilor pe baza legilor fizicii şi chimiei, au fost privite ca huile cocsificabile, acelea care prezintă înmuiere plastică, înainte ca descompunerea pînă la gaze şi vapori să devină violentă.

Cu cîteva decenii în urmă s-a observat că la încălzirea unor cărbuni între 200—400°C, în atmosferă inertă, are loc o mărire însemnată a cantității de substanțe care poate fi extrasă cu un solvent organic (benzen, cloroform) față de cantitatea ce poate fi obținută din cărbunele neîncălzit. S. R. Illingworth [4] găseşte că la cărbunii cocsificabili, randamentul extractului trece printr-un maximum, la o temperatură definită de preîncălzire pirogenetică (carbonizare).

Proprietatea de cocsificare este legată statistic de o serie de caracteristici ale cărbunelui, dar numai cîteva dintre acestea prezintă relații cauzale; printre ele se află şi variația randamentului extractului cu temperatura de preîncălzire, corespunzînd intervalului de înmuiere al cărbunelui.

Pentru verificarea prezenței maximului de randament al extractului şi izolarea substanțelor extractibile au fost efectuate o serie de cercetări recente [5]. Astfel au fost preîncălzite şi extrase două tipuri de cărbuni, unul necocsificabil şi o huilă de cocs.

După cum se vede din graficele alăturate (fig. 1), huila de cocs prezintă, după preîncălzire pînă la 400°C, un maximum definit al randamentului extracției, în timp ce la cărbunele necocsificabil are loc o scădere continuă a cantității de substanțe extrase, o dată cu mărirea temperaturii de carbonizare.

Pierderea în greutate pînă la 400°C este foarte redusă pentru huila cocsificabilă (sub 2%) spre deosebire de cărbunele necocsificabil.

Analiza elementară indică la extractul huilei mai mult hidrogen decît în cărbunele inițial.

Substanțele extrase după preîncălzirea pirogenetică a huilelor aglutinate, determină înmuierea plastică a cărbunilor şi constituie cauza aglutinării, întrucît:

— după extracție, reziduul carbonos nu se mai plastifiază şi nici nu mai aglutinează;

— cărbunii neaglutinanți nu prezintă o mărire a cantității de extract în urma preîncălzirii.

Formarea materialului solubil, fluid la temperatura de aproximativ 400°C, poate fi presupusă că se petrece în stadiul primar al descompunerii termice, avînd oarecare similarități cu cărbunele inițial. Fenomenul poate fi privit analog degradării unui polimer. Descreşterea rapidă a cantității

de substanțe extractibile la temperaturi ridicate de preîncălzire — de obicei peste 400°C—este legată de resolidificarea cărbunelui pentru formarea semicocsului. Metoda aplicată de noi pentru studiul relației între randamentul extractului și temperatura de carbonizare, a fost similară cu cea folosită de I. G. C. Dryden și S. K. Pankhurst [5].

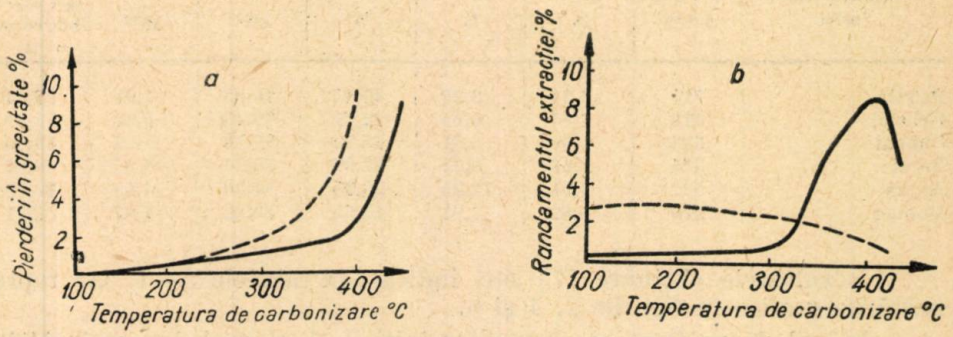


Fig. 1. — Relația pentru cărbuni cocsificabili și necocsificabili între carbonizare (durata 45 min) și : *a*) pierderea în greutate înaintea extracției ; *b*) randamentul extracției.

Cărbunele măcinat sub granulația de 0,25 mm a fost introdus într-o eprubetă transparentă din cuarț, cu diametrul de 22 mm.

Eprubeta a fost prevăzută cu un dop prin care treceau două tuburi de sticlă : unul pentru introducerea azotului purificat în prealabil de oxigen, iar celălalt pentru eliminarea gazelor rezultate din descompunerea cărbunelui, împreună cu azotul care asigură o atmosferă inertă.

Pentru obținerea condițiilor optime, eprubeta cu cărbune a fost introdusă prin imersie bruscă într-o baie de săruri topite ($NaNO_2 + KNO_3$), încălzită electric, cu temperatura reglabilă în intervalul 200—400°C.

De altfel, din studii anterioare efectuate asupra însușirii de cocsificare asupra unor cărbuni românești în funcție de viteza de încălzire [6] a rezultat mărirea capacității de cocsificare pentru aluri termice rapide.

Eprubeta de cuarț, care conține cărbunele, a fost menținută în baia de săruri topite la temperatura propusă ($\pm$ 2°C) timp de 45 minute. Viteza inițială de încălzire a cărbunelui era de circa 50°C pe minut. Pierderea maximă de greutate a fost de 3% și aceasta numai pentru huilele foarte tinere. La sfîrșitul intervalului de 45 minute, eprubeta este răcită brusc prin afundare în apă rece. Proba aglomerată a fost apoi sfărîmată și supusă unei extracții epuizante în aparatul Soxhlet, cu cloroform, solvent care afectează numai în mică măsură cărbunele ca atare, dar care prezintă un randament maxim de extract din cărbunele preîncălzit.

Pentru a avea un criteriu de comparație, a fost determinat și randamentul extractului din cărbunele inițial. Soluția extractului în cloroform a fost apoi concentrată pe baia de apă și supusă evaporării libere în capsule pentru evitarea descompunerii extractului.

Caracteristicile cărbunilor folosiţi, sînt redate în tabela 1.

Tabela 1

Caracteristicile cărbunilor folosiţi

Provenienţa cărbunelui	Nr. Cod. I.S.O.	W^a %	A^a %	V^{mc} %	Analiza elementară %		
					C^{mc}	H^{mc}	$O_2+(N_2+S)$ prin diferenţă
Petrila	711	4,34	3,28	43,43	76,85	5,31	17,84
Uricani	612	1,97	6,05	42,71	79,48	5,62	14,90
Lupeni	623	1,50	5,81	42,96	79,58	5,52	14,90
Secul	534	0,66	9,31	32,92	85,24	4,95	9,81
Anina	522	1,91	12,25	29,96	84,36	4,65	10,99
Doman	310	0,82	1,91	15,35	89,22	4,07	6,71

Rezultatele obţinute [7] sînt indicate în tabelele 2—4, iar reprezentările grafice în figurile 2, 4 şi 6.

Indicii de umflare ai cărbunilor iniţiali şi ai probelor preîncălzite şi extrase sînt prezentaţi în figurile 3, 5 şi 7.

Tabela 2

Variaţia randamentului extracţiei cu temperatura de carbonizare

Petrila		Uricani	
Randamentul extracţiei %	Temperatura de carbonizare °C	Randamentul extracţiei %	Temperatura de carbonizare °C
1,11	la cărb. iniţial	2,12	la cărb. iniţial
2,38	„ 235	5,63	„ 212
2,79	„ 305	6,59	„ 306
3,12	„ 348	8,62	„ 363
2,74	„ 365	9,05	„ 380
2,46	„ 377	5,52	„ 400
		2,98	„ 424

Cărbunele de la Petrila arată numai o uşoară mărire a randamentului extractului, cu ridicarea temperaturii de preîncălzire; maximum de extract este obţinut după preîncălzire la 348 °C (3,12%), faţă de 2,38% la o temperatură de preîncălzire egală cu 235°C.

Atît cărbunele iniţial cît şi cel preîncălzit posedă foarte slabe proprietăţi de aglutinare, dînd un buton de cocs cu slab început de aglomerare.

Huila de gaz Uricani prezintă maximul randamentului de extract — 9,05% — după preîncălzire la temperatura de 380°C.

Huila de gaz Lupeni prezintă un maximum de extract — 11,80% — după preîncălzire la temperatura de 386°C.

Tabela 3

Variația randamentului extracției cu temperatura de carbonizare

Lupeni		Secul	
Randamentul extracției %	Temperatura de carbonizare °C	Randamentul extracției %	Temperatura de carbonizare °C
1,97	la cărb. inițial	2,30	la cărb. inițial
3,26	„ 211	5,05	„ 224
7,98	„ 305	11,97	„ 305
11,54	„ 368	13,26	„ 362
11,80	„ 386	13,44	„ 382
11,45	„ 400	13,64	„ 400
7,12	„ 420	13,76	„ 410
		14,08	„ 418
		10,35	„ 430
		9,61	„ 440

Comparativ cu huila de gaz de la Uricani, cantitatea de extract, la 212°C, este mai mică —3,26% față de 5,63% — însă cantitatea maximă de extract este la Lupeni cu aproape 3% mai ridicată.

Huila grasă Secul prezintă extractul maxim — 14,08% — la o temperatură de preîncălzire de 418°C. Este caracteristic faptul că pe un interval de circa 120°C, cantitatea de extract se menține în limitele 12—14%.

Proba din huila de Anina studiată, datorită probabil oxidării în strat, produce o cantitate redusă de extract — 5,10% — după preîncălzire la temperatura optimă 402°C.

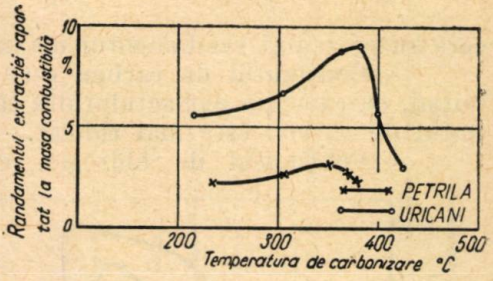


Fig. 2. — Variația randamentului extracției cu temperatura de carbonizare la huilele de Petrila și Uricani.

Tabela 4

Variația randamentului extracției cu temperatura de carbonizare

Anina		Doman	
Randamentul extracției %	Temperatura de carbonizare °C	Randamentul extracției %	Temperatura de carbonizare °C
1,85	la cărb. inițial	0,44	la cărb. inițial
2,05	„ 220	0,72	„ 225
3,07	„ 312	0,77	„ 309
4,78	„ 381	0,80	„ 358
5,10	„ 402	0,82	„ 378
4,66	„ 420	1,25	„ 405
		1,74	„ 424
		0,92	„ 433

Cantitatea maximă de extract la huila slabă Doman este de 1,74% după preîncălzire la temperatura de 424°C.

Analizele elementare ale extractelor obţinute la temperatura la

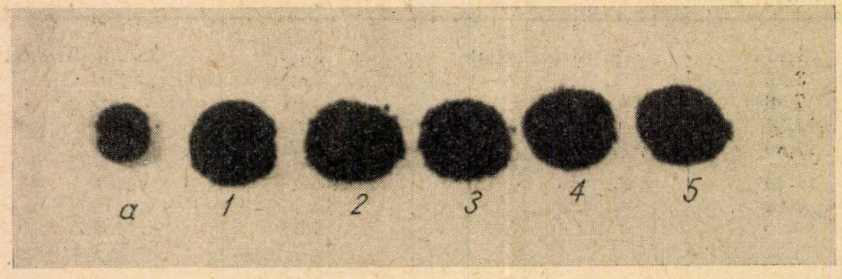


Fig. 3. — Indicii de umflare ai cărbunelui de la Petrila, extras după preîncălzirea la diverse temperaturi.

a = cărbune iniţial, extras; *1* = cărbune preîncălzit la 235°C; *2* = cărbune preîncălzit la 305°C; *3* = cărbune preîncălzit la 348°C; *4* = cărbune preîncălzit la 365°C; *5* = cărbune preîncălzit la 377°C.

care au prezentat randamentul maxim (tabela 5) au arătat următoarele:

— Conţinutul de carbon este mai redus decît cel al cărbunelui iniţial, cu excepţia extractului din cărbunele de la Petrila, la care conţinutul de carbon este mai ridicat.

— Conţinutul de hidrogen este dimpotrivă mai ridicat decît cel al cărbunelui iniţial, observîndu-se la extractul din cărbunele de Petrila un conţinut foarte mare de hidrogen —8,14%.

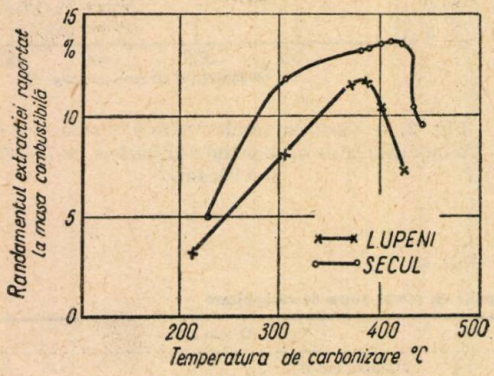


Fig. 4. — Variaţia randamentului extracţiei cu temperatura de carbonizare la huilele de Lupeni şi Secul.

— O deosebire evidentă între extractele obţinute din huilele de la Secul şi Lupeni, o constituie conţinutul de hidrogen, mult mai mare la ultimul cărbune.

1. Din cercetările efectuate rezultă concluzia că la huilele cu bune calităţi de aglutinare (Secul, Lupeni) cantitatea de extract obţinută, după preîncălzire pirogenetică, prezintă valori foarte ridicate (12—14%).

De asemenea, cărbunele de la Petrila acuză o oarecare creştere a cantităţii de extract în raport cu temperatura de preîncălzire, ceea ce ar indica posibilitatea obţinerii unui cocs metalurgic prin încălzire rapidă, urmată de presare în stare plastică [8].

2. Temperatura de preîncălzire la care se obţine maximum de extract variază crescînd cu gradul de incarbonizare al huilei; astfel

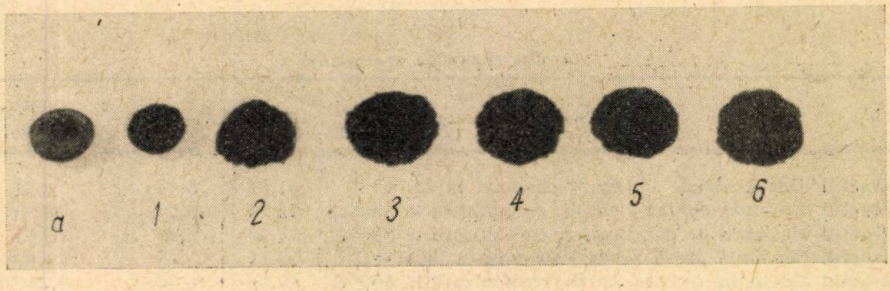


Fig. 5. — Indicii de umflare ai huilei de gaz Lupeni, extrasă după preîncălzirea la diverse temperaturi.

a = cărbune inițial, extras; *1* = cărbune preîncălzit la 211°C; *2* = cărbune preîncălzit la 305°C; *3* = cărbune preîncălzit la 368°C; *4* = cărbune preîncălzit la 386°C; *5* = cărbune preîncălzit la 400°C; *6* = cărbune preîncălzit la 420°C.

cărbunele de la Petrila prezintă maximum de extract la 348°C, cel de la Uricani la 380°C, Lupeni la 386°C, Secul la 418°C și Doman la 424°C.

Reiese deci o mărire a stabilității termice a extractului, pe măsură ce cărbunele este mai evoluat.

Proba de huilă de Anina studiată face excepție, probabil din cauza alterării prin oxidare a cărbunelui în strat, ceea ce îi scade considerabil și însușirile de cocsificare.

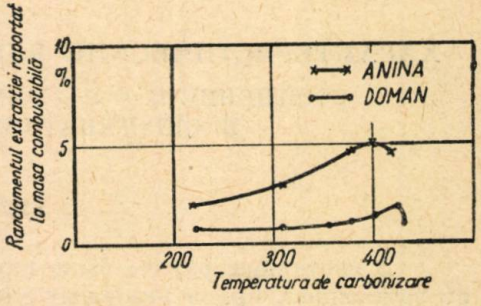


Fig. 6. — Variația randamentului extracției cu temperatura de carbonizare la huilele de Anina și Doman.

3. Trebuie remarcat intervalul mare de temperatură — aproximativ 120°C — în care huila de Secul își menține cantitatea de extract

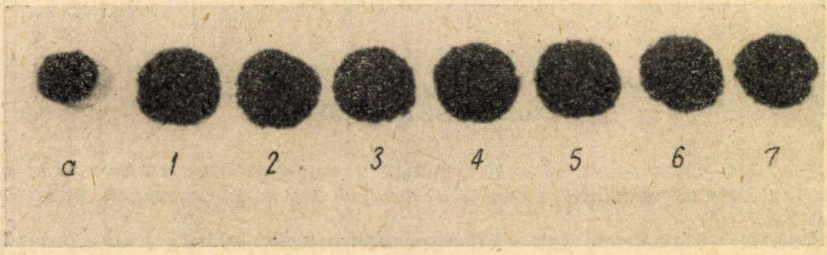


Fig. 7. — Indicii de umflare ai huilei slabe Doman, extrasă, după preîncălzirea la diverse temperaturi.

a = cărbune inițial, extras; *1* = cărbune preîncălzit la 225°C; *2* = cărbune preîncălzit la 309°C; *3* = cărbune preîncălzit la 358°C; *4* = cărbune preîncălzit la 378°C; *5* = cărbune preîncălzit la 405°C; *6* = cărbune preîncălzit la 424°C; *7* = cărbune preîncălzit la 433°C.

Tabela 5

Analiza elementară a extractelor

Extractul	C %	H %	O_2 + (+ N_2 + S) prin dif.
Extractul din cărbunele Petrila carbonizat la 348° C	81,62	8,14	10,24
Extractul din huila de gaz Uricani, carbonizată la 380° C	74,75	6,30	18,95
Extractul din huila de gaz Lupeni, carbonizată la 386° C	73,70	6,26	20,04
Extractul din huila grasă Secul, carbonizată la 418° C	75,18	5,13	19,69
Extractul din huila de cocs Anina, carbonizată la 402° C	82,08	6,82	11,10
Extractul din huila slabă Doman, carbonizată la 424° C	86,99	6,92	6,09

aproape constantă (12—14%) la valoarea maximă şi corelat cu însuşirile sale excepţionale de cocsificare, spre deosebire de ceilalţi cărbuni care ating valoarea maximă a randamentului de extract numai pe un interval redus de temperatură (30—40°C).

ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОКСОВАНИЯ УГЛЕЙ

СООБЩЕНИЕ II. О РАЗЛОЖЕНИИ КАМЕННЫХ УГЛЕЙ В ПИРОГЕНЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

РЕЗЮМЕ

В настоящей работе было изучено тепловое поведение некоторых из важнейших видов каменных углей в РНР и установлено, что для сильно спекающих каменных углей, пластическая фаза представленная количством экстракта имеет повышенное значение (12—14%), причем она распределена по широкому температурному диапазону.

Температура пирогенетического подогрева при которой образуется максимальное количество экстракта изменяется, причем она растет с ростом степени обугливания каменного угля; появляется таким образом повышение теплостойкости экстракта с повышением степени развития угля.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Отношение (для коксуемых и некоксуемых углей) между обугливанием (продолжительность 45 мин) и а) потерей до экстрагирования, б) кпд экстрагированием.

Рис. 2. — Изменение кпд экстагирования в зависимости от температуры обугливания каменных углей месторождения Петрила и Урикань.

Рис. 3. — Показатели вспучивания угля „Петрила" экстрагированного после подогрева при различных температурах. а) первичный экстрагированный уголь; уголь подогретый : 1 — до 235° С; 2 — до 305°; 3— до 348° С; 4— до 365°С; 5— до 377°С.

Рис. 4. — Изменение кпд экстрагирования в зависимости от температуры обугливания углей „Лупень" и „Сэкул".

Рис. 5. — Показатели вспучивания газового каменного угля „Лупень" экстрагированного после подогрева при различных температурах. а — первичный экстрагированный уголь; уголь подогретый: 1—до 211°С; 2—до 305°С; 3—до 368°С; 4—до 386°С; 5—до 400°С; 6—до 420°С.

Рис. 6. — Изменение кпд экстрагирования в зависимости от температуры обугливания каменных углей „Анина" и „Доман".

Рис. 7. — Показатели вспучивания слабого каменного угля „Доман" экстрагированного после подогрева при различных температурах. а— первичный экстрагированный уголь; уголь подогретый: 1—до 225°С; 2—до 309° С; 3—до 358°С; 4—до 378°С; 5—до 405°С; 6—до 424°С; 7—до 433°С.

ÉLÉMENTS CARACTÉRISTIQUES DANS LE PROCESSUS DE COKÉFACTION DES CHARBONS

NOTE II. DE LA DÉCOMPOSITION DES HOUILLES DANS LES PROCESSUS PYRO-GÉNÉTIQUES

RÉSUMÉ

Les auteurs ont étudié le comportement thermique de quelques-unes des houilles plus importantes de la République Populaire Roumaine et ont établi que, dans les houilles fortement agglutinées, la phase plastique, représentée par la quantité d'extrait, présente des valeurs élevées — 12—14% — et se trouve répartie sur un large domaine de températures.

La température de réchauffage pyro-génétique, produisant le maximum d'extrait, augmente en même temps que le degré de carbonisation de la houille ; il s'ensuit, donc, une augmentation de la stabilité thermique de l'extrait au fur et à mesure que le charbon est plus évolué.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Relation, concernant les charbons cokéfiables et non cokéfiables, entre la carbonisation (durée 45 min) et *a*) la perte de poids avant l'extraction, *b*) le rendement de l'extraction.

Fig. 2. — Variation, avec la température de carbonisation, du rendement de l'extraction des houilles de Petrila et d'Uricani.

Fig. 3. — Indices de gonflement du charbon de Petrila, extrait après réchauffage à diverses températures.

a — charbon initial, extrait ; *1* — charbon réchauffé à 235° C ; *2* — charbon réchauffé à 305° C ; *3* — charbon réchauffé à 348° C ; *4* — charbon réchauffé à 365° C ; *5* — charbon réchauffé à 377° C.

Fig. 4. — Variation, avec la température de carbonisation, du rendement de l'extraction des houilles de Lupeni et de Secul.

Fig. 5. — Indices de gonflement de la houille à gaz de Lupeni, extraite après réchauffage à diverses températures.

a — charbon initial, extrait ; *1* — charbon réchauffé à 211°C ; *2* — charbon réchauffé à 305° C ; *3* — charbon réchauffé à 368° C ; *4* — charbon réchauffé à 386° C ; *5* — charbon réchauffé à 400° C ; *6* — charbon réchauffé à 420° C.

Fig. 6. — Variation, avec la température de carbonisation, du rendement de l'extraction des houilles d'Anina et de Doman.

Fig. 7. — Indices de gonflement de la houille maigre de Doman, extraite après réchauffage à diverses températures.

a — charbon initial, extrait ; *1* — charbon réchauffé à 225° C ; *2* — charbon réchauffé à 309° C ; *3* — charbon réchauffé à 358° C ; *4* — charbon réchauffé à 378° C ; *5* — charbon réchauffé à 405° C ; *6* — charbon réchauffé à 424° C ; *7* — charbon réchauffé à 433° C.

BIBLIOGRAFIE

1. I. G. C. DRYDEN, Fuel, **XXIX**, 197, 221 (1950).
2. С. Г. АРОНОВ, *Вопросы теории образования кокса и принципы шихтования углей.* Доклад по Всесоюзном совещании коксовиков, Сталино, 1955.
3. I. L. BLUM, *Elemente caracteristice în procesul de cocsificare al cărbunilor. Nota I. Cocsurile de petrol.* Buletinul Institutului politehnic, Bucureşti, **XVIII**, *3—4*, 208 (1956).
4. S. R. ILLINGWORTH, J. Soc. Chem. Ind., *39*, 111 (1920).
5. I. G. C. DRYDEN, S. K. PANKHURST, Fuel, **XXXIV**, 363 (1955).
6. I. BLUM, FR. BOLCHI, B. BERCOVICI, V. ARDELEANU, Studii şi cercetări de energetică, **VIII**, *1*, 65 (1958).
7. I. NISTOR, *Elemente caracteristice de cocsificare ale unor huile romîneşti* (Lucrare de dizertaţie). Institutul Politehnic, Bucureşti, 1957.
8. Л. М. САПОЖНИКОВ, А. З. ЮРОВСКИЙ, *Новая техника коксования и обогащения углей.* Изд. Акад. Наук СССР, Москва, 1956.

CONTRIBUŢII LA CALCULUL ÎNCĂLZIRII CONTACTELOR ELECTRICE PLANE FINITE*)

DE

AUREL AVRAMESCU

MEMBRU CORESPONDENT AL ACADEMIEI R.P.R.

Calculul încălzirii contactelor interesează pe inginerii constructori şi exploatatorí ai instalaţiilor şi aparatelor electrice din cauza dificultăţilor de a se măsura variaţiile temperaturii păturii de contact, fără ca dispozitivul de măsură să deranjeze distribuţia temperaturii în imediata apropiere a acestei pături.

Noile teorii asupra naturii reale microscopice a contactului, iniţiate de L. B i n d e r [1] şi dezvoltate de R. H o l m [2] au scos în evidenţă rolul strictiunii liniilor de curent în contacte, drept cauză principală a rezistenţei de contact. Acest fapt a modificat profund premisele de calcul ale încălzirii pieselor de contact, deoarece a mutat sursele de căldură din suprafaţa propriu-zisă de contact în masele conductoare adiacente [3]. În acelaşi timp, noua concepţie a modificat esenţial construcţia contactelor electrice prin accentuarea rolului forţei de apăsare şi minimalizarea rolului suprafeţei de contact sau a densităţii macroscopice a curentului în aceste suprafeţe [4]. Astfel se explică apariţia şi răspîndirea mare a contactelor punctiforme şi liniforme cu suprafeţe mici în contact.

Există însă cazuri numeroase în care nu se poate renunţa la o suprafaţă mare în contact fie din cauza secţiunii mari a pieselor de contact (bare colectoare), fie datorită unor procese tehnologice (sudura cap la cap, sudura prin ardere intermediară etc.) [5].

În aceste cazuri este important a se cunoaşte repartizarea temperaturii în regim tranzitoriu şi staţionar, ţinînd seama de forma barelor în contact, de rezistenţa efectivă a contactului, de curent şi de condiţiile de răcire. Grosimea păturii în care are loc strictiunea liniilor de curent este neglijabilă în raport cu secţiunea foarte mare a pieselor în contact.

---

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 30 octombrie 1959.

Se poate deci calcula cu un model de bare în contact frontal, sursele de căldură considerîndu-se concentrate direct în pătura de contact.

Într-o comunicare anterioară [6] am dat soluția generală a problemei încălzirii unor bare conductoare în contact electric frontal încălzite de un curent electric constant, răcirea făcîndu-se prin convecție și radiație pe toată suprafața barelor. Cu această ocazie s-au discutat condițiile fizico-tehnice și s-a delimitat valabilitatea rezultatelor. S-au arătat aplicațiile tehnice ale acestor rezultate la cazul sudurii cap la cap, a sudurii intermediare, a barelor electrice în contact supuse curenților de scurtcircuit etc. În cele ce urmează se încearcă a se extinde și preciza condițiile problemei și a se calcula unele cazuri particulare, care interesează în mod deosebit din punct de vedere practic.

Se va particulariza soluția pentru diferite condiții de frontieră ca temperatură constantă (condiții de speța întîia) sau izolare termică (condiții de speța a doua) pe suprafața laterală a barelor sau la capete. De asemenea, se deduc soluții pentru bare foarte lungi și se compară cu cele valabile pentru bare infinite obținute pe altă cale [3]. Soluțiile repartizării staționare a temperaturii se pot obține fie sub forma de serii Fourier prin particularizare ($\partial/\partial t = 0$) din soluția generală [6], fie sub forma unor expresii compacte, mult mai favorabile pentru calcule inginerești, direct din ecuația diferențială a stării staționare, cu ajutorul funcției Green a sistemului respectiv. Notațiile sînt cele adoptate în lucrarea anterioară. Se calculează cu mărimi relative fără dimensiune spre a păstra, conform legilor similitudinei, o mare generalitate. Trecerea la mărimile fizice se face ușor pe baza formulelor de transformare (7) din lucrarea anterioară [6].

Simplificări se pot aduce și soluțiilor regimului tranzitoriu în diferite condiții de frontieră, printr-o grupare convenabilă a termenilor și exploatarea convergenței seriilor. Toate aceste înlesniri sînt binevenite inginerilor constructori de aparate care trebuie să calculeze precis temperatura maximă atinsă în exploatare.

1. SOLUȚIA GENERALĂ DEDUSĂ ANTERIOR

Temperatura relativă $u\ (x_1\tau)$ în două bare de lungimea numerică x, aflate în contact frontal și răcite pe toată suprafața lor prin radiație și convecție, cu coeficientul relativ h de cedare a căldurii, s-a calculat soluționînd ecuația diferențială Fourier

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - u + f(x), \tag{1}$$

în condițiile de frontieră de speța a treia

$$\left.\begin{array}{rcll} u = 0 & \text{la} & \tau \leqslant 0 & \text{și} \quad -x_1 < x < x_1, \\ u' \pm hu = 0 & & \tau > 0 & \qquad x = \pm x_1, \end{array}\right\} \tag{2}$$

funcția $f(x)$ având proprietățile [7]:

$$\left.\begin{aligned} &f(x) = 0 && x \neq 0, \\ &f(x) = \infty && x = 0, \\ &\int_{-\varepsilon}^{\varepsilon} f(x)\,\mathrm{d}x = g_0 && x \to 0, \end{aligned}\right\} \quad \text{la} \tag{3}$$

similare cu cele ale funcției δ a lui Dirac [8]. La $f(x)$ se poate adăuga o constantă, dacă se introduce în considerații și efectul termic în bare.

Soluția generală se scrie [6] *)

$$u(x,\tau) = g_0 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1 - \exp(-\beta_n^2 \tau)}{\beta_n^2 \left(x_1 + \dfrac{1}{2\mu_n} \sin 2\mu_n x_1\right)} \cos \mu_n x, \tag{4}$$

cu valorile proprii $\mu_n^2 = \beta_n^2 - 1$, $n = 0, 1, 2 \ldots$ ce provin din relația transcendentă: $\mu_n \operatorname{tg} \mu_n x_1 = h$.

Această soluție care satisface ecuația (1) și condițiile (2) se pretează la extinderi sau particularizări, după cum se va arăta mai jos. Convergența soluției este asigurată, avînd în vedere că [9]:

$$\lim_{n \to \infty} \mu_n \sim \frac{1}{2} \pi n,$$

iar în numitorul termenilor sumei apare β_n^2 respectiv μ_n^2.

2. STAREA STAȚIONARĂ

Păstrînd condițiile (2) starea staționară rezultă din soluția (4) dacă se face $\tau \to \infty$

$$u(x,\infty) = g_0 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\cos \mu_n x}{\beta_n^2 \left(x_1 + \dfrac{1}{2\mu_n} \sin 2\mu_n x_1\right)}, \tag{5}$$

iar în pătura de contact $x = 0$ avem

$$u(0,\infty) = g_0 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\beta_n^2 \left(x_1 + \dfrac{1}{2\mu_n} \sin 2\mu_n x_1\right)}. \tag{6}$$

Cu toate că convergența este asigurată [10] totuși calculul numeric este dificil pentru practicieni.

*) Ecuația (27).

Vom arăta că starea staționară se poate deduce pe altă cale obținîndu-se o formulă mai ușor de calculat. Dacă în ecuația (1) se pune $\partial/\partial\tau = 0$ și se neglijează $\delta(x)$ rămîne ecuația ordinară

$$\frac{\mathrm{d}^2 u}{\mathrm{d}x^2} - u = 0, \tag{7}$$

a cărei soluție

$$u = A \operatorname{ch} x + B \operatorname{sh} x, \tag{8}$$

se adaptează la condițiile (2) de la capetele $\pm x_1$, după calcule relativ simple rezultînd

$$B = \pm \frac{h + \operatorname{th} x_1}{1 + h \operatorname{th} x_1} \cdot A = \pm \zeta A. \tag{9}$$

A doua condiție de frontieră privește pătura de contact $x = 0$, unde gradientul temperaturii face un salt brusc egal cu capacitatea sursei [7], ceea ce se formulează independent de dimensiunile geometrice prin condiția (discutată în anexa 1)

$$\operatorname{grad} u \Big|_{-\varepsilon} - \operatorname{grad} u \Big|_{+\varepsilon} = g_0. \tag{10}$$

Or, gradientul la $x = 0$ se calculează din relațiile (8) și (9):

$$\operatorname{grad} u_{\pm\varepsilon} = A(\operatorname{sh} x \mp \zeta \operatorname{ch} x), \tag{11}$$

iar condiția (10) cere $2A\zeta = g_0$ din (8), (9) și (11) rezultînd următoarele expresii pentru $x \gtrless 0$

$$u(x, \infty) = \frac{1}{2} g_0 (\zeta^{-1} \operatorname{ch} x \mp \operatorname{sh} x), \tag{12}$$

$$\operatorname{grad} u(x, \infty) = \frac{1}{2} g_0 (\zeta^{-1} \operatorname{sh} x \mp \operatorname{ch} x). \tag{13}$$

În pătura de contact $x = 0$ avem conform condiției (10)

$$u(0, \infty) = g_0/2\zeta; \qquad \operatorname{grad} u(0, \infty) = \mp g_0/2. \tag{14}$$

Formulele (12) și (14) sînt evident mult mai simple decît (6) și (7). Ele stabilesc în același timp următoarea identitate matematică [11]:

$$\frac{1}{2} \frac{1 + h \operatorname{tg} x_1}{h + \operatorname{tg} x_1} \equiv \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\beta_n^2 \left(x_1 + \frac{1}{2\mu_n} \sin 2\mu_n x_1 \right)}. \tag{15}$$

Demonstrația se poate face dezvoltînd termenul din stînga într-o serie Fourier.

3. CAZUL IZOLĂRII TERMICE LATERALE

Dacă datorită unei izolări termice laterale, sau a unei conductivități termice și secțiuni mari, cedarea de căldură prin suprafața laterală se poate neglija, problema se simplifică, ecuația diferențială (1) devenind

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + f(x), \tag{16}$$

iar valorile proprii $\mu_n = \beta_n$, ceea ce modifică în consecință soluția (4) și expresiile stării staționare (5) și (6).

Calculul direct al stării staționare reușește și în acest caz; ecuația omogenă devine $u'' = 0$ cu soluția formală liniară $u = Ax + B$. Pe aceeași cale ca în cazul 2 de mai sus, din condiția (2) rezultă

$$A = \mp \frac{h}{1 + h x_1} B = \mp k B,$$

iar din condiția (10): $B = g_0/2k$. Astfel starea staționară devine

$$u(x, \infty) = \frac{1}{2} \frac{g_0}{h} [1 \pm h(l - x)], \tag{17}$$

liniară, iar gradientul peste tot constant

$$\text{grad } u(x, \infty) = \mp g_0/2,$$

cu saltul obligat de (10) în pătura de contact.

4. CAZUL RĂCIRII CAPETELOR

Dacă la capetele $\pm x_1$ a barelor prin incastrare masivă sau răcire forțată se poate considera temperatura constantă, de exemplu $u = 0$, atunci menținînd ecuația (1) condițiile (2) de speța a treia devin de speța întîia

$$u = 0 \quad \text{la} \quad x = \pm x_1, \tag{18}$$

ceea ce corespunde trecerii la limită $h \to \infty$, deoarece gradientul trebuie să rămînă finit. Valorile proprii se stabilesc de data aceasta din condiția simplă $\text{tg } \mu_n x_1 = \infty$ deci $\mu_n = (2n + 1)\pi/2 x_1$ și sînt

$$\beta_n^2 = (2n + 1)^2 \pi^2/4 x_1^2 + 1, \qquad n = 0, 1, 2, \ldots$$

iar factorul de normare este $1/\sqrt{x_1}$.

Soluția generală (4) devine

$$u(x, \tau) = \frac{g_0}{x_1} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\beta_n^2} \left[1 - \exp\left(-\beta_n^2 \tau\right)\right] \cos \mu_n x, \tag{19}$$

iar cea staționară

$$u(x,\infty) = \frac{g_0}{x_1} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\cos \mu_n x,}{\beta_n^2} \tag{20}$$

$$u(0,\infty) = \frac{g_0}{x_1} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\beta_n^2}.$$

Calculul direct al stării staționare duce la soluția formală

$$u = A \operatorname{sh}(x_1 \mp x),$$

în care condiția la $x = 0$ stabilește constanta A astfel că rezultă temperaturile relative

$$u(x,\infty) = \frac{g_0}{2 \operatorname{ch} x_1} \operatorname{sh}(x_1 \mp x), \tag{21}$$

$$u(0,\infty) = \frac{1}{2} g_0 \operatorname{th} x_1.$$

Gradientul este

$$\operatorname{grad} u(x,\infty) = \mp \frac{g_0}{2} \frac{\operatorname{ch}(x_1 \mp x)}{\operatorname{ch} x_1} \tag{22}$$

la capete

$$\operatorname{grad} u(\pm x_1,\infty) = \pm \frac{g_0}{2 \operatorname{ch} x_1}.$$

Identitatea expresiilor (20) și (21) se poate demonstra *). De altfel expresia (21) se poate deduce și din formula (12) a primului caz, dacă în relația (9) se face $h \to \infty$ și nedeterminarea se ridică cu regula lui Hospital.

*) Pentru aceasta se dezvoltă după Fourier

$$\operatorname{sh}(x_1 \mp x) = \sum_n b_n \cos \mu_n x$$

și se calculează coeficienții

$$b_n = \frac{2}{x_1} \int_0^{x_1} \operatorname{sh}(x_1 \mp x) \cos \mu_n x \cdot dx$$

ținînd seama de valorile proprii μ_n și de faptul că $\cos \mu_n x_1 = 0$ și $\sin \mu_n x_1 = 1$.

5. CAZUL IZOLĂRII LATERALE ŞI RĂCIRII LA CAPETE

Dacă răcirea la capete este suficient de eficace şi lungimea barelor relativ mare, se poate neglija suplimentar cedarea laterală în cazul precedent. Punînd $h = 0$ rezultă cu valorile proprii

$$\mu_n = \beta_n = (2n + 1)\,\pi/2x_1$$

soluţia

$$u(x, \tau) = \frac{g_0}{x_1} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} [1 - \exp(\mu_n^2 \tau)] \cos \mu_n x, \tag{23}$$

care în stare staţionară devine

$$u(x, \infty) = \frac{g_0}{x_1} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\cos \mu_n x}{\mu_n^2} \tag{24}$$

şi în pătura de contact

$$u(0, \infty) = \frac{g_0}{x_1} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} = \frac{g_0}{2}.$$

Calculul direct al stării staţionare se face la fel ca în cazul 1. Contantele devin $B = \mp A x_1$ şi $A = -g_0/2$. Temperatura staţionară devine

$$u(x, \infty) = \frac{1}{2} g_0 (x_1 \mp x) \tag{25}$$

şi în pătura de contact $u(0, \infty) = g_0 x_1/2$. Gradientul este acelaşi pe toată lungimea. Demonstraţia identităţii expresiei (25) cu (24) se face la fel ca mai sus, prin dezvoltare în serie Fourier.

6. CAZUL LUNGIMII MARI A BARELOR

Dacă lungimea barelor este atît de mare încît temperatura de la capăt nu are influenţă asupra stării din apropierea contactelor, atunci repartizarea staţionară se poate deduce din ecuaţia (7) presupunînd soluţia formulată de formula

$$u = A \exp(\mp x). \tag{26}$$

Gradientul fiind $u' = \mp A \exp(\pm x)$ în contactul $x = 0$ apare un salt $2A = g_0$ deci cîmpul staţionar şi gradientul au aceeaşi expresie

$$u(x) = \mp u'(x) = \frac{1}{2} g_0 \exp(\mp x). \tag{25}$$

Aceste rezultate se pot deduce şi din expresiile cazului 3, dacă se trece la limită pentru $x_1 \to \infty$. Cazul barelor infinit de lungi a fost studiat de autor într-o altă lucrare [3].

7. PROCESUL ADIABATIC

Dacă interesează numai începutul fenomenului tranzitoriu se poate presupune că nu se cedează căldură nici lateral, nici la capete. Pentru aceasta ecuația (16)se consideră cu condiția $u'(\pm x_1) = 0$.Valorile proprii se calculează din condiția $\operatorname{tg} \mu x_1 = 0$ și sînt $\mu_n = n\pi/x_1$. Cum $\mu_0 = 0$ factorul de normare trebuie calculat separat obținîndu-se

$$B_0 = \frac{1}{\sqrt{2x_1}}, \quad B_n = \frac{1}{\sqrt{x_1}}, \qquad n = 1, 2, 3, \ldots$$

În soluția (4) primul termen se obține prin trecere la limită

$$\lim_{\mu_0^2 \to 0} \frac{1 - \exp\left(-\mu_0^2 \tau\right)}{\mu_0^2} = \tau,$$

astfel că temperatura va fi

$$u(x, \tau) = \frac{g_0}{x_1}\left[\frac{\tau}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - \exp\left(-\mu_n^2 \tau\right)}{\mu_n^2} \cos \mu_n x\right], \tag{26}$$

neavînd o valoare finită staționară, ceea ce corespunde premiselor. În pătura de contact $x = 0$ și

$$u(0, \tau) = \frac{g_0}{x_1}\left[\frac{\tau}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2}[1 - \exp(-\mu_n^2 \tau)]\right],$$

ceea ce se poate simplifica, deoarece

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{x_1^2}{n^2 \pi^2} = \frac{x_1^2}{\pi^2} \cdot \frac{\pi^2}{6} = \frac{x_1^2}{6},$$

rămînînd

$$u(0, \tau) = \frac{g_0}{x_1}\left[\frac{\tau}{2} + \frac{x_1^2}{6} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp\left(-\mu_n^2 \tau\right)\right], \tag{27}$$

o formulă mai aptă pentru calcule numerice (v. Anexa 2), decît cele de mai sus

8. CAZUL CURENȚILOR VARIABILI ÎN TIMP

In exemplele de mai sus s-a calculat cu un curent constant care apare în momentul $\tau = 0$. În cazul cînd curentul se consideră variabil în timp după o funcție $\varphi(\tau)$, sursa din contact variază cu $\varphi^2(\tau)$. În ecuația (1) se consideră deci un termen $f(x, \tau)$ care să țină seama simultan de această funcție de timp ca și de repartizarea discontinuă în spațiu. Soluția par-

ticulară a ecuației neomogene se presupune a conține funcția $f(x, \tau)$ ca factor și se calculează coeficienții Fourier după regulile obișnuite.

Un curent de scurtcircuit se poate reprezenta de exemplu prin funcția

$$\varphi(\tau) = 1 - m \exp(-\lambda^2 \tau).$$

Sursele de căldură au atunci funcția de timp

$$f(x, \tau) = f_0(x)\,[1 - m \exp(-\lambda^2 \tau)]^2.$$

Făcînd calcule ca în lucrarea anterioară [6] se consideră o soluție particulară a ecuației neomogene care are forma $f(x, \tau)$.

Prin introducerea funcției $f(x, \tau)$ în ecuația diferențială (1) și identificarea coeficienților fiecărui termen rezultă că funcțiile proprii în soluția (4) trebuie să aibă un factor de timp suplimentar anume

$$F_n(\tau) = \frac{1 - e^{-\beta_n^2 \tau}}{\beta_n^2} + m \frac{e^{-\lambda^2 \tau} - e^{-\beta_n^2 \tau}}{\beta_n^2 - \lambda^2} + m^2 \frac{e^{-2\lambda^2 \tau} - e^{-\beta_n^2 \tau}}{\beta_n^2 - 2\lambda^2}. \qquad (28)$$

În starea staționară $\tau \to \infty$ soluția revine la forma (5) pentru curent constant. Valorile β_n se pot interpreta drept constante de timp a componentelor de ordin n. Fenomene de rezonanță nu apar, deoarece în expresia (28) în cazul cînd $\lambda = \beta_n$ se anulează și numărătorii, ceea ce duce la nedeterminare.

Pe căi similare se obțin soluții și în cazul unui curent armonic, care face sursele să varieze după funcția de timp

$$g(\tau) = g_0 \cos^2 \omega\tau = \frac{1}{2} g_0 (1 + \cos 2\omega\tau),$$

cu frecvența dublă a curentului. Practic în electrotehnică se calculează însă cu valoarea efectivă, ceea ce reduce acest caz la cazul tratat al curentului continuu constant sau variabil după o funcție de timp corespunzătoare.

9. CONSIDERAREA ÎNCĂLZIRII BARELOR

Încălzirea barelor datorită efectului Joule se poate lua în considerare în mod simplu atît timp cît relațiile rămîn lineare, deoarece acest efect se poate calcula separat și temperatura rezultată u_j se adaugă la supratemperatura provocată de sursele de căldură din pătura de contact. De altfel în condiții de liniaritate tot atît de ușor se pot lua în considerare alte repartizări de surse de căldură de-a lungul barelor.

CONCLUZII

Soluția generală a problemei rezolvate în lucrarea anterioară se pretează la o serie de particularizări, care corespund mai mult sau mai puțin unor cazuri reale în care parametrii pot lua anumite valori. S-au calculat

în detaliu expresiile cîmpului de temperatură şi ale gradientului pentru şase cazuri, indicîndu-se o metodă de obţinere directă şi sub o formă simplă a soluţiilor staţionare. S-au dat expresii simplificate pentru calculul proceselor tranzitorii. Rezultatele au fost verificate între ele. O verificare experimentală este îngreunată de imposibilitatea măsurării temperaturii în pătura de contact şi în apropierea ei fără deranjarea cîmpului de temperatură real.

ANEXA 1

Gradientul de temperatură în pătura de contact

Diferit de cazul contactelor de dispersiune la care gradientul se anulează în pătura de contact spre a lua valori relativ mari în imediata lui apropiere, în cazul contactelor cu rezistenţă de trecere, gradientul are în acea pătură o valoare finită, iar la trecerea din bara cu coordonate negative în cea cu coordonate pozitive, gradientul face un salt egal cu debitul sursei de căldură conform relaţiei (10).

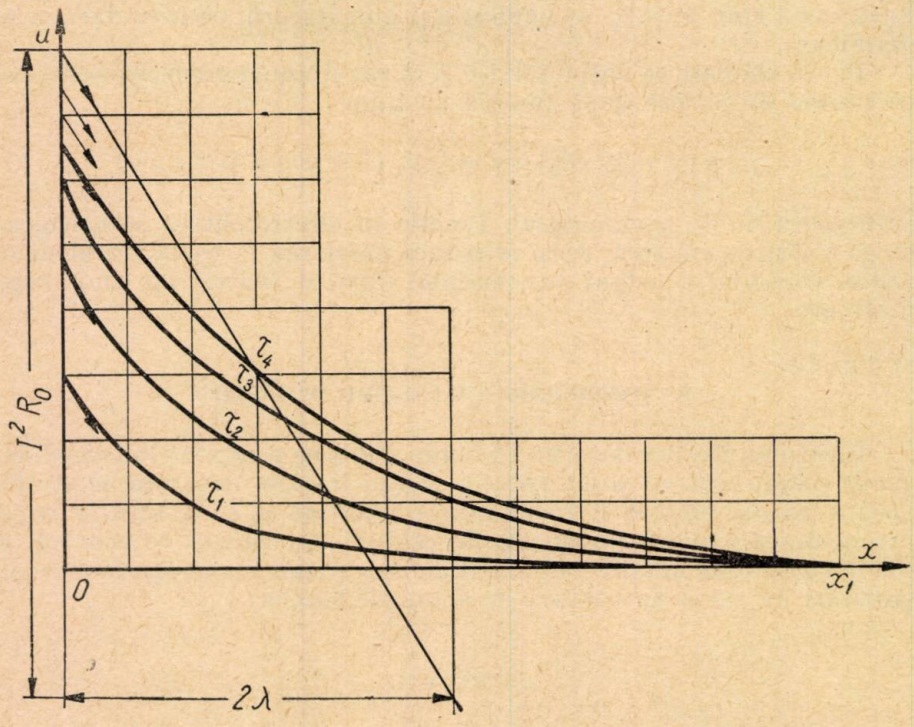


Fig. 1. — Curbe de încălzire în cazul răcirii capetelor (4). Formula (19) şi formula (1.3) din anexa 1. Construcţia grafică a gradientului de temperatură în contact.

Conform notațiilor și relațiilor de similitudine (7) din lucrarea [6] debitul numeric al sursei este

$$u'_{-\varepsilon} - u'_{+\varepsilon} = g_0 = \frac{R_0 s}{X\rho} = \frac{R_0 s \sqrt{\alpha p}}{\rho \sqrt{\lambda s}}, \tag{1.1}$$

sau cu mărimi

$$\lambda \operatorname{grad} \vartheta_{-\varepsilon} - \lambda \operatorname{grad} \vartheta|_{+\varepsilon} = I^2 R_0, \tag{1.2}$$

deci

$$\operatorname{grad} \vartheta = \mp \frac{I^2 R_0}{2\lambda}. \tag{1.3}$$

Cum rezistența contactelor plan/plan se scrie după formule empirice [12] (valorice)

$$R_0/\Omega = \frac{C}{F/\mathrm{kp}} \tag{1.4}$$

unde $C = 0{,}9 \cdot 10^{-4}\,\Omega\mathrm{kp}$ rezultă

$$\operatorname{grad} \vartheta = \mp \frac{I^2 C}{2\lambda F}. \tag{1.5}$$

Valorile parametrilor de material sînt pentru cupru $\lambda = 3{,}8\ \mathrm{W/cm^2\,°C}$, pentru fier $\lambda = 0{,}45\ \mathrm{W/cm^2\,°C}$. Astfel gradientul se poate stabili ușor (fig. 1).

ANEXA 2

Creșterea temperaturii în contacte

Este important a se cunoaște panta de creștere în timp a temperaturii în pătura de contact $x = 0$ pentru sarcini diferite de curent. Pentru durate mai mari trebuie considerată soluția (4) a cazului general, pentru durate scurte procesul devine adiabatic și valabil cazul 6, cele două soluții fiind

$$u(0, \tau) = \frac{g_0}{x_1}\left[\frac{1 - \exp(-\beta_0^2 \tau)}{2\beta_0^2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - \exp(-\beta_n^2 \tau)}{\beta_n^2}\right], \tag{2.1}$$

$$u_6(0, \tau) = \frac{g_0}{x_1}\left\{\frac{\tau}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2}\left[1 - \exp(-\beta_n^2 \tau)\right]\right\}, \tag{2.2}$$

cu notațiile și valorile corespunzătoare β_n și μ_n calculate pentru aceste cazuri.

Dacă se pune

$$\frac{1}{2\beta_0}[1 - \exp(-\beta_0^2\tau)] = Z \tag{2.3}$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\beta_n^2}[1 - \exp(-\beta_n^2\tau)] = S \tag{2.4}$$

cele două componente Z și S din expresiile de mai sus se pot calcula separat

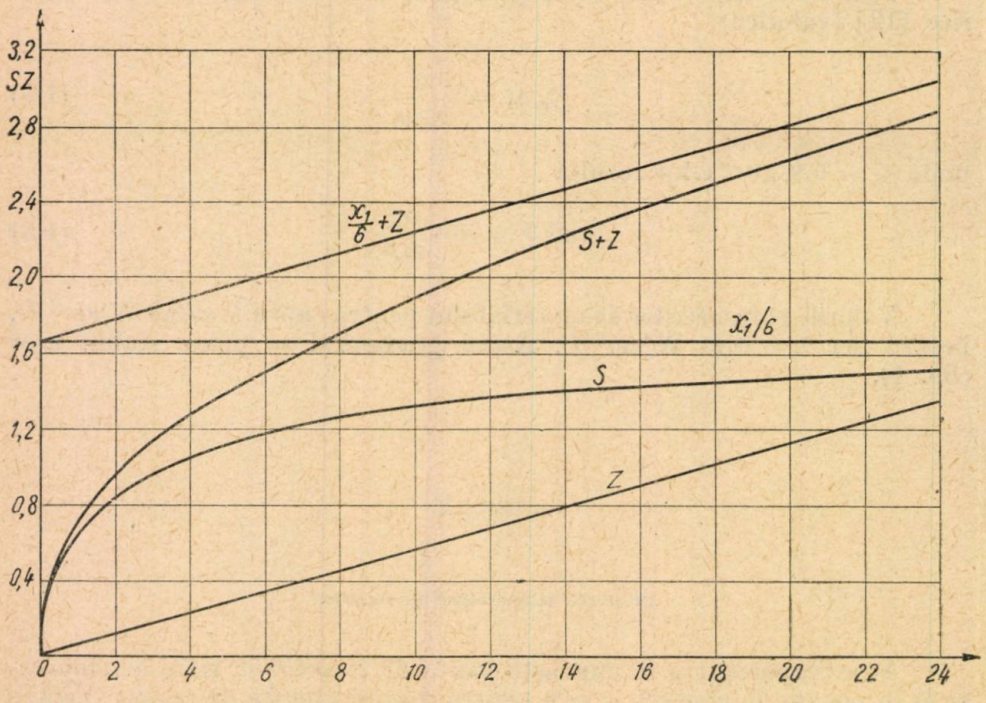


Fig. 2. — Calculul fazei inițiale de încălzire. Cazul general, formula (2.1).

(v. fig. 2). În primele momente $Z = \tau/2$. Pentru S este valabilă o aproximație din relația (27).

Calculele arată că aproximațiile acestea nu se pot aplica simultan (v. fig. 2), adică pentru timpuri scurte se poate calcula adiabatic, apoi trebuie să se recurgă la formulele cazului general.

În figura 2 s-au trasat variațiile valorilor Z, S, $u(0, \tau)$ în funcție de τ pentru $x_1 = 10$.

ANEXA 3

Influența sarcinii asupra pantei de creștere a temperaturii

Definind drept curent normal I_n pe cel corespunzător unei densități de 0,2 A/mm² în bare, se calculează încălzirea pentru 20 I_n. Valorile ce corespund la 10 I_n sau 5 I_n se obțin din acestea prin diviziune cu 4 respectiv 16.

Remarcăm, că temperatura se ridică după o secundă proporțional cu secțiunea indiferent de lungimea barelor

$$\frac{u}{u_{10}} \sim \frac{s/\text{mm}^2}{10} \tag{3.1}$$

unde u_{10} înseamnă temperatura pentru o secțiune de 10 mm². Astfel se poate deduce o formulă valorică de corespondență a densităților pentru o durată de 1s a curentului:

$$j = j_{10}\sqrt{\frac{10}{s}} \qquad \text{A/mm}^2 \tag{3.2}$$

(s în mm²). Cum pentru contacte de mare suprafață se poate admite $j = 0{,}16$ A/mm², rezultă valoric

$$j = \frac{4{,}75}{\sqrt{s}} \qquad \text{A/mm}^2. \tag{3.3}$$

Dacă temperaturile trebuie să fie egale după un timp mai îndelungat al sarcinei, avem în același fel

$$\left.\begin{aligned} j &= \frac{2{,}5}{s^{0{,}4}} \qquad \text{la} \quad t = 100 \text{ s} \\ j &= \frac{1}{2}\sqrt[4]{\frac{10}{s}} \quad \text{la} \quad t = 0. \end{aligned}\right\} \tag{3.4}$$

Rezultă în general că suprafețe mai mici admit densități de curent mai mari pentru aceeași încălzire.

К РАСЧЕТУ НАГРЕВА ПЛОСКИХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ КОНТАКТОВ

РЕЗЮМЕ

В предыдущей работе автор дал вывод общего решения для задачи нагрева электрическими токами проводниковых шин при торцевом контакте, причем источник тепла сосредоточен главным обра-

зом на поверхности контакта, а охлаждение производится конвекцией и излучением по остальным поверхностям шин. Это решение можно применить, в частности, для различных условий охлаждения соответствующим изменением граничных условий; при этом воспроизводятся различные случаи, имеющиеся в практике. Устойчивое распределение температуры можно получить из общего решения в виде ряда Фурье; а также можно высчитать и непосредственно из функции Грина системы, получая при этом компактные выражения, легко подсчитываемые инженерами. Идентичность соответствующих выражений можно проверить разложением в ряды Фурье по собственным функциям и значениям.

Для расчета переходящего нагрева контактного слоя ряды Фурье могут быть написаны в удобной для расчета форме, причем графики и таблицы могут облегчить еще больше произведение расчетов.

Приводится ряд частных случаев и их подробный численный расчет, а также некоторые диаграммы, наглядно показывающие способ применения теоретических результатов. Опытное подтверждение теоретических выкладок затрудняется в виду усложнений при измерении температуры контактного слоя, т.к. при этом нарушается распределение полей тока и температуры.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Кривая нагрева в случае охлаждения торцов (3). Формулы (19) и (1.3) из приложения 1. Графическое изображение температурного градиента в контактном слое.

Рис. 2. — Расчет начальной фазы нагрева. Общий случай, формула (2.1).

CONTRIBUTION AU CALCUL DE L'ÉCHAUFFEMENT DES CONTACTS ÉLECTRIQUES PLANS FINIS

RÉSUMÉ

Dans un travail antérieur, l'auteur a déduit une solution générale du problème de l'échauffement produit par des courants électriques dans des barres conductrices en contact frontal, la source de chaleur étant concentrée sur la surface de contact, et le refroidissement ayant lieu, par convection et radiation sur tout le reste de la surface des barres. La solution respective peut être particularisée selon les diverses conditions de refroidissement, par la modification convenable des conditions à la limite, en reproduisant ainsi les divers cas rencontrés dans la technique. La répartition stationnaire de la température peut être déduite de la solution générale sous la forme d'une série de Fourier mais peut, tout aussi bien, être calculée directement au moyen de la fonction de Green du système, ce qui permet d'obtenir des expressions compactes, bien plus facilement calculables par les ingénieurs. L'identité des expressions respectives peut être

vérifiée en faisant le développement en série Fourier selon les fonctions et les valeurs propres.

Afin d'être à même de suivre l'échauffement transitoire de la couche de contact, les séries Fourier peuvent être écrites sous une forme convenant aux calculs, que les tableaux et les graphiques pourraient rendre encore plus facile.

Quelques cas particuliers calculés avec plus de détails concernant les valeurs, ainsi que quelques diagrammes constituent une illustration de la manière d'appliquer les résultats théoriques. La confirmation expérimentale est rendue plus ardue par suite des difficultés soulevées par la mesure de la température de la couche de contact, sans que cette mesure dérange la répartition même du champ de courant et de la température.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Courbes d'échauffement dans le cas où les bouts sont refroidis (4). Formule (19) et formule (1.3) de l'annexe 1. Construction graphique du gradient de température au contact.

Fig. 2. — Calcul de la phase initiale de l'échauffement. Cas général, formule (2.1).

BIBLIOGRAFIE

1. L. BINDER, *Der Widerstand von Kontakten*. Elektrotechn. u. Masch.-Bau, **30**, *10*, 781—786 (1912).
2. R. HOLM, *Electric Contact Handbook*. Springer-V., Berlin /Göttingen/ Heidelberg, 1955.
3. A. AVRAMESCU, *Beiträge zur Berechnung der Kurzschlusserwärmung*. Diss. T. H. Dresden, 1937; Bul. IRE **5**, *1—2*, 347—415 (1937).
4. — *Calculul încălzirii staționare a contactelor electrice*. Electrotehnica, **1**, *9*, 25—35 (1953).
5. А. К. ФЕЛЬДМАН, *Контактная электросварка*. Машгиз, Москва, 1949.
6. A. AVRAMESCU, *Calculul încălzirii barelor în contact frontal prin curent electric*. Comunicările Acad. R.P.R., **9**, *2*, 105—113 (1959).
7. A. SOMMERFELD, *Die Green-sche Funktion der Schwingungsgleichung für ein beliebiges Gebiet*. Phys. Z., *11*, 1057—1066 (1910).
8. Д. ИВАНЧЕНКО, А. СОКОЛОВ, *Классическая теория поля*. ЖИТТЛ, Москва-Ленинград, 1951.
9. B. RIEMANN, *Partielle Differentialgleichungen*. Vieweg, Braunschweig, 1938.
10. A. KNESCHKE, *Differentialgleichungen und Randwertprobleme*. V. Technik, Berlin, 1957.
11. A. AVRAMESCU, *Relații între funcțiile proprii ale problemelor la limită*. Com. Congr. al IV-lea al matematicienilor romîni, București, 1956 (sub tipar).
12. * * * Manualul inginerului electrician. Vol. IV.

CRITERII PENTRU APRECIEREA TEHNICO-ECONOMICĂ A SCHEMELOR DE EXCITAŢIE A MAŞINILOR SINCRONE*)

DE

C. APETREI

1. Problema

1.1. În literatura de specialitate, se utilizează în mod curent noţiunile de *sistem* şi *schemă* de excitaţie.

Prin *sistem de excitaţie a maşinii sincrone* se înţelege de obicei, totalitatea maşinilor, aparatelor şi utilajelor prin intermediul cărora se asigură excitaţia maşinii sincrone, variaţia ei în limite impuse, controlul şi reglarea ei după un program dat. Rezultă deci că în structura sistemului de excitaţie intervin atît sursa care asigură magnetizarea maşinii sincrone, cît şi schemele de control şi reglare automată sau manuală.

În acest mod de prezentare a problemei *schema de excitaţie a maşinii sincrone* poate fi definită de totalitatea maşinilor sau aparatelor, care asigură energia necesară magnetizării maşinii sincrone, în condiţii convenabile dictate de tipul maşinii sincrone.

În figura 1, este redată schema de principiu a sistemului de excitaţie a maşinii sincrone.

După cum se poate observa din figură, înfăşurarea de excitaţie (I.E.) a maşinii sincrone (M.S.) este alimentată prin intermediul amplificatoarelor de putere iniţiale (A_i) şi finale (A_f); în punctele B, C, B', C', în funcţie de structura sistemului de excitaţie, se poate introduce (parţial sau total), puterea necesară excitaţiei maşinii sincrone; numărul şi natura elementelor A_i şi A_f pot diferi de la caz la caz în funcţiune de structura şi tipul sistemului de excitaţie.

Elementele A_i şi A_f sînt sub acţiunea schemei de reglare, reprezentată prin elementul R; din punctele 1, 2, 3 şi 4 se pot lua impulsuri de natură diferită, în funcţiune de tipul schemei de reglare.

1.2. Sistemul de excitaţie constituie elementul principal al instalaţiilor auxiliare, care echipează maşina sincronă. Literatura de specialitate,

*) Lucrare prezentată la Sesiunea cadrelor didactice din Institutul politehnic Bucureşti, la data de 1 noiembrie 1959.

îndeosebi în ultimii 10—15 ani, acordă studiului sistemelor de excitaţie o atenţie din ce în ce mai mare; totodată, în exploatarea sistemelor electroenergetice, sînt introduse sisteme de excitaţie cu o structură foarte diferită, cu caracteristici funcţionale în continuă perfecţionare.

Perfecţionarea continuă a sistemelor de excitaţie este cauzată în principal de următoarele elemente:

a. Funcţiunile complexe cumulate de sistemul de excitaţie; dintre acestea amintim: asigurarea excitaţiei maşinii sincrone la diferite regimuri

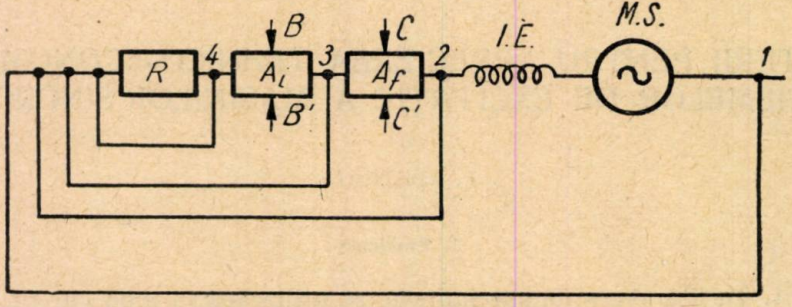


Fig. 1. — Schema de principiu a sistemului de excitaţie a maşinii sincrone.

de funcţionare; asigurarea variaţiei tensiunii maşinii sincrone după un program dat; îmbunătăţirea stabilităţii statice a maşinii sincrone, prin crearea condiţiilor de funcţionare în aşa-numita zonă de stabilitate statică artificială; îmbunătăţirea stabilităţii dinamice a maşinii sincrone şi a sistemului electroenergetic în ansamblu, prin asigurarea variaţiei excitaţiei în limite largi după legi bine determinate etc.

b. Cerinţele mereu sporite ale exploatării faţă de calităţile statice şi dinamice ale schemei, faţă de siguranţa şi economicitatea sistemului de excitaţie.

c. Mărirea puterii unitare a maşinilor sincrone, îndeosebi, a generatoarelor — în prezent puteri unitare pînă la 350 MW-element, care pe lîngă siguranţa mărită în exploatare, ridică problema unor surse de excitaţie cu puteri importante de ordinul sutelor şi chiar miilor de kW.

1.3. Lipsa principală a literaturii de specialitate, observată în primul rînd de cei care proiectează şi aleg în condiţii date sistemul de excitaţie al maşinii sincrone, constă în neformularea unor criterii unitare, care să permită aprecierea tehnico-economică a acestor sisteme; lipsesc de asemenea definiţiile referitoare la elementele sistemelor de excitaţie, nu sînt stabilite norme satisfăcătoare pentru determinarea caracteristicilor sistemelor şi schemelor de excitaţie.

Încercarea de formulare a noţiunilor de bază din domeniul [1], cu toate meritele ei, nu satisface sistemele moderne rapide de excitaţie; lucrările [2], [3] ca şi alte lucrări de specialitate, deşi tratează unele aspecte privitoare la eficacitatea schemelor de excitaţie, analizează totuşi aspecte particulare ale problemei.

În lucrarea de față se caută a se stabili criterii unitare pe baza cărora să fie posibilă analiza tehnico-economică a calităților sistemelor de excitație a mașinilor sincrone. Se va da atenție în primul rînd schemelor de excitație, făcîndu-se unele aprecieri calitative și asupra schemelor de reglare.

În lucrare se consideră cunoscute sistemele de excitație, reprezentative utilizate în exploatare sau în prezent în curs de experimentare [5], [6].

2. Criterii pentru aprecierea performanțelor schemelor de excitație a mașinilor sincrone

2.1. Sistemul de excitație a mașinilor sincrone, ca de altfel oricare alt sistem, trebuie să fie eficace în sensul asigurării îndeplinirii funcțiunilor ce-i sînt atribuite, să fie economic și sigur în exploatare.

2.2. Eficacitatea funcțională a sistemului de excitație se poate caracteriza prin următoarele elemente importante:

a. Limitele de variație admisibile ale puterii de excitație în regimuri de funcționare staționar sau tranzitoriu, a mașinii sincrone (funcționare în condiții normale sau de avarie).

b. Caracteristicile statice ale sistemului de excitație: gradul de amplificare a puterii, statismul, precizia reglajului excitației.

c. Caracteristicile dinamice ale sistemului de excitație: stabilitatea sistemului de excitație, viteza de răspuns etc.

2.3. Siguranța în funcționare a schemelor de excitație este determinată de structura schemei și natura elementelor componente; de aceea siguranța schemelor de excitație se va analiza din punctul de vedere:

a. al structurii schemei și al dependenței sale față de regimul de funcționare al mașinii sincrone;

b. al numărului de elemente din schemă și al siguranței fiecăruia în exploatare.

În ultimul caz, problema poate fi studiată prin introducerea calculului probabilităților în analiza schemelor electrice.

2.4. Economicitatea schemei de excitație poate fi caracterizată de următorii factori importanți:

a. Puterea totală instalată a mașinilor sau aparatelor prin intermediul cărora se asigură excitația mașinii sincrone;

b. costul elementelor componente;

c. randamentul global al schemei de excitație;

d. gabaritul elementelor, care intervin în schemă și spațiul necesar instalării lor;

e. cheltuielile necesare exploatării, deservirii și supravegherii schemei.

3. Eficacitatea funcțională a sistemului de excitație

3.1. Eficacitatea sistemului de excitație a mașinii sincrone poate fi analizată în una din următoarele variante:

a. sistemul de excitație se studiază conectat cu mașina sincronă;

b. se consideră sistemul de excitație în ansamblu, sau schema de excitație și schema de reglare în mod separat fără mașina sincronă care urmează a fi excitată.

Prima variantă este convenabilă, îndeosebi în cazul mașinilor de foarte mare putere, a doua în cazul general, cînd aceeași schemă poate să echipeze mașini sincrone de tipuri și caracteristici diferite.

Pentru analiza eficacității sistemului de excitație este necesar să se impună, sau să se aleagă limitele de variație ale puterii de excitație, corespunzătoare diferitelor regimuri de funcționare ale mașinii sincrone; limitele de variație impuse sau alese, stabilesc rezerva de putere a sistemului de excitație necesară la funcționarea mașinii sincrone în condiții normale sau de avarii.

În regim staționar, variațiile puterii de excitație pot interveni în urma variației factorului de putere al sarcinii mașinii sincrone; variațiile respective, în sensul creșterii puterii de excitație, sînt însă relativ mici situate în general cu mult sub valorile corespunzătoare variațiilor din regim tranzitoriu, în timpul avariilor. De aceea, rezerva de putere a sistemului de excitație, se determină din condițiile impuse de regimul de avarie, ea putînd fi considerată acoperitoare și pentru cazul cînd mașina sincronă funcționează în regim de durată limitat cu factor de putere variabil.

Regimul tranzitoriu important pentru care se determină variația puterii de excitație este regimul intervenit la așa-numita forțare a excitației. Notînd cu P_{ep}, U_{ep}, I_{ep} valorile plafon ale puterii, tensiunii și curentului de excitație, valoarea maximă a puterii de excitație în premi a că timpul de forțare teoretic este infinit de mare — puterea plafon — poate fi exprimată sub forma:

$$P_{ep} = U_{ep} I_{ep} = p_u U_{en} p_u I_{en} = p_u^2 P_{en}. \tag{1}$$

În (1) s-a notat cu p_u plafonul tensiunii definit de raportul:

$$p_u = \frac{U_{ep}}{U_{en}} \tag{2}$$

U_{en} și I_{en} reprezintă tensiunea respectiv curentul de excitație la funcționarea mașinii sincrone în condiții nominale.

Valoarea puterii plafon la un impuls dat, depinde de durata procesului de forțare și inerție electromagnetică a fiecărui element din schema de excitație.

Să considerăm schema de excitație formată din i elemente conectate în serie (fig. 2), fiecare element fiind caracterizat în regim tranzitoriu de o constantă de timp echivalentă T_i.

Dacă în serie cu schema de excitație se conectează mașina sincronă și dacă se notează cu T_d constanta de timp echivalentă a mașinii sincrone, în regim tranzitoriu și cu T_f timpul de forțare al excitației, tensiunea la

ieșirea din schema de excitație U_{ef} și curentul de excitație al mașinii sincrone I_{ef} la $t = T_f$ vor avea expresiile :

$$U_{ef} = U_{eip} + (U_{ein} - U_{eip}) \left[\frac{T_0^i \, e^{-\frac{T_f}{T_0}}}{(T_0 - T_1)(T_0 - T_2) \cdots (T_0 - T_i)} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_1^i \, e^{-\frac{T_f}{T_1}}}{(T_1 - T_0)(T_1 - T_2) \cdots (T_1 - T_i)} + \cdots \frac{T_i^i \, e^{-\frac{T_f}{T_i}}}{(T_i - T_0)(T_i - T_1 \cdots (T_i - T_i)} \right] \qquad (3)$$

$$I_{ef} = I_{ep} + (I_{en} - I_{ep}) \left[\frac{T_0^{i+1} \, e^{-\frac{T_f}{T_0}}}{(T_0 - T_1)(T_0 - T_2) \cdots (T_0 - T_d)} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_1^{i+1} \, e^{-\frac{T_f}{T_1}}}{(T_1 - T_0)(T_1 - T_2) \cdots (T_1 - T_d)} + \cdots + \frac{T_d^{i+1} \, e^{-\frac{T_f}{T_d}}}{(T_d - T_0)(T_d - T_1) \cdots (T_d \, T_i)} \right] . \qquad (3')$$

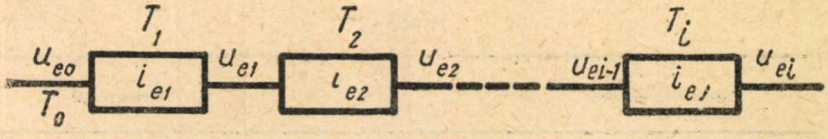


Fig. 2. — Schema de calcul a schemei de excitație.

Expresiile (3) au fost stabilite în premisa că la intrarea în schema de excitație, se aplică o tensiune variabilă după o lege exponențială cu constanta de timp T_0.

În aceste premise puterea de excitație plafon la sfîrșitul forțării P_{ef} va avea evident expresia :

$$P_{ef} = U_{ef} \cdot I_{ef}, \qquad (4)$$

unde U_{ef} și I_{ef} iau valorile determinate de relațiile (3), (3′).

Introducînd gradul admisibil de suprasarcină după tensiune și curent S_u și S_i expresia (4) se poate scrie sub următoarea formă :

$$P'_{ef} = \frac{U_{ef} \cdot I_{ef}}{s_u \cdot s_i} . \qquad (4')$$

Relația (4′) determină puterea reală a schemei de excitație pentru ca la forțarea excitației, la $t = T_f$ tensiunea și curentul să obțină valorile U_{ef} respectiv I_{ef}. Puterile P_{ef} și P'_{ef} diferă evident ca valoare de puterea plafon exprimată de relația (1).

Expresiile (3), (3′), (4) și (4′) pot fi scrise pentru oricare element i al schemei de excitație.

Pentru analizarea expresiilor (3), (3'), (4) şi (4') trebuie să se aibă în vedere următoarele :

a. Plafonul tensiunii p_u deobicei ia valori cuprinse între 1,5 şi 3 ; în mod excepţional, în cazul schemelor de excitaţie moderne, poate să ia valori pînă la 5 ;

b. Durata procesului de forţare poate lua valori după caz de obicei cuprinse între 0,1 s şi 2 s ; în cazuri speciale se pot atinge valori de ordinul a (5—6) s.

c. Valorile constantelor de timp T_1, T_2 ... T_i diferă după natura elementelor din schema de excitaţie ; elementele statice electronice pot fi caracterizate practic de valori $T_i = 0$, iar elementele rotative (maşini rotative excitatoare) de valori care variază în limite relativ largi, de ordinul (0,05 ÷ 1,2) s.

d. Constanta de timp T_d poate varia în limite largi în funcţie de tipul şi puterea maşinii sincrone, la maşini cu puteri de ordinul zecilor şi sutelor de MW de tipul maşinilor cu poli înecaţi : $T_d = (0{,}5 \div 1{,}5)$ s iar la maşinile cu poli aparenţi $T_d = (1 \div 3)$ s.

e. Gradul admisibil de suprasarcină S_u şi S_i la valori normale ale duratei de forţare, poate fi ales în funcţie de natura elementului din următorul tabel :

Tabela 1

Natura elementului	S_u	S_i	Observaţii
Maşini de curent continuu	1,0÷1,4	1,0÷2,0	În funcţie de natura comutaţiei
Maşini de curent alternativ şi transformatoare	1,0÷1,5	1,2÷5	
Elemente redresoare statice	1,0÷2,0 (2,5)	1,0÷2,0 (2,5)	

Valorile date în tabelul 1, trebuie considerate ca valori orientative, stabilite în premisa că elementele enumerate funcţionează izolat ; în plus, trebuie avut în vedere că S_u poate fi luat diferit de S_i doar în cazurile cînd schema permite, în caz contrar cele 2 valori urmează a se lua egale cu valoarea minimă a lui S_u sau S_i.

Din cele expuse anterior se poate trage concluzia că puterea de excitaţie, în regim tranzitoriu depinde de timpul de forţare *), de plafonul tensiunii, de constantele de timp şi gradul admisibil de suprasarcină a elementelor, care intervin în schema de excitaţie.

Rezerva de putere necesară pentru fiecare element al sistemului va fi funcţiune de caracteristicile tuturor elementelor dispuse înaintea sa şi

*) În cazul cînd $T_f > \Sigma T_i + T_d$ toate elementele vor fi solicitate la puterea plafon, iar puterea de excitaţie va fi maximă.

de timpul de forțare T_f. Rezultă de asemenea, că la aceleași plafoane, sistemele mai puțin inerte trebuie mai larg dimensionate, eficacitatea lor fiind însă superioară.

Criteriul fixat sub forma (4), (4′) răspunde la două probleme importante :

a. permite ca, în cazul unei scheme date, cu o putere instalată cunoscută, să se stabilească puterea maximă de excitație pe care se poate conta în timpul unei avarii de o natură sau alta ;

b. permite calculul aproximativ al puterii de excitație necesar a fi instalată la plafoane bine determinate, impuse de condițiile de funcționare ale mașinii sincrone.

3.2. Caracteristicile statice ale sistemului de excitație pot fi definite prin coeficienții de amplificare, prin statismul și precizia reglajului sistemului de excitație etc.

Coeficienții de amplificare a puterii de excitație pot fi definiți separat pentru schema de excitație (K_e) și schema de reglare (K_r) sub forma :

$$K_e = \frac{P_{ei}}{P_{ein}}; \qquad K_r = \frac{P_{ri}}{P_{rin}} \tag{5}$$

unde P_{ei}, P_{ein} reprezintă puterea de excitație la ieșirea, respectiv la intrarea schemei de excitație, iar P_{ri} și P_{rin} puterea la ieșire respectiv la intrare, controlată de sistemul de reglare al excitației : exprimarea lui K_e și K_r sub forma de mai sus permite, ca prin compararea valorilor lor și precizarea coeficientului total de amplificare, să se stabilească natura și caracteristicile elementelor preamplificatoare ce urmează a se dispune între regulator și elementul final al sistemului de excitație. Această precizare prezintă o importanță deosebită pentru mașinile sincrone de mare și foarte mare putere.

Statismul sistemului de excitație depinde evident de caracteristicile schemei de reglare ; structura schemei de reglare trebuie să dea posibilitatea variației statismului corespunzător programului repartiției puterii reactive între mașinile sincrone care funcționează în paralel ; limitele de variație ale statismului cuprinse între 0,5% și 6% pot fi considerate mulțumitoare pentru funcționarea normală a mașinii sincrone.

Precizia reglajului excitației este determinată de structura și caracteristicile elementului regulator ; coeficientul de amplificare al schemei de reglare determină după cum este cunoscut, precizia schemei respective. În alegerea valorii coeficientului total de amplificare al schemei de reglare, trebuie avut în vedere însă coeficientul de amplificare al întregului sistem de excitație, inclusiv mașina sincronă ; coeficientul total de amplificare la inerția dată a sistemului determină în ultimă analiză comportarea sistemului de excitație în condiții dinamice.

Precizia reglajului excitației mașinii sincrone prezintă importanță atît din punctul de vedere al menținerii tensiunii mașinii la un nivel dat programat, cît și din punctul de vedere al creării condițiilor practice de funcționare a mașinii sincrone în zona de stabilitate statică artificială ; ultima condiție trebuie considerată determinantă în concepția nouă a exploatării sistemelor electroenergetice.

Precizia de 0,5% a sistemului de reglare a excitației se consideră deobicei mulțumitoare din punctul de vedere al stabilității statice a mașinii.

3.3. Comportarea dinamică a sistemului de excitație poate fi caracterizată prin stabilitatea sa și prin așa-numita viteză de răspuns a sistemului.

Stabilitatea sistemului de excitație va depinde de structura sistemului și calitățile elementului regulator. Cu mijloacele tehnice actuale, reglajul excitației poate fi asigurat aperiodic sau periodic amortizat, la valori foarte mari a coeficienților de amplificare a elementelor sistemului de excitație. Asigurarea stabilității procesului de reglare prezintă importanță hotărîtoare pentru buna comportare a sistemului electroenergetic considerat în ansamblul său.

Viteza de răspuns a sistemului de excitație, deci rapiditatea de reacție a sistemului, atunci cînd la intrarea în sistem intervine un semnal, este determinantă pentru mărirea eficacității sale. Considerînd întîrzierile din schema de reglare practic neglijabile în comparație cu cele din schema de excitație, viteza de răspuns a sistemului de excitație poate fi definită în consecință prin viteza schemei de excitație (inclusiv sau exclusiv, mașina sincronă).

Considerînd cunoscute diferitele definiții date în literatură pentru viteza de răspuns vom căuta să caracterizăm rapiditatea sistemului de excitație, prin două mărimi: „viteza de răspuns inițială" și „viteza de răspuns medie" în timpul sau la sfîrșitul forțării excitației.

Viteza de răspuns inițială a schemei de excitație se va defini prin derivata tensiunii — răspunsului la ieșirea din schema din excitație la momentul $t = \Delta t = 0{,}01\,\Sigma T_i$ *).

Legea de variație a tensiunii la bornele elementului i — vezi fig. 2 — are expresia:

$$U_{ei} = U_{eip} + (U_{ein} - U_{eip}) \left[\frac{T_0^i \, e^{-\frac{t}{T_0}}}{(T_0 - T_1)(T_0 - T_2)\ldots(T_0 - T_i)} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_1^i \, e^{-\frac{t}{T_1}}}{(T_1 - T_0)(T_1 - T_2)\ldots(T_1 - T_i)} + \ldots + \frac{T_i^i \, e^{-\frac{t}{T_i}}}{(T_i - T_0)(T_i - T_1)\ldots(T_i - T_{i-1})} \right]. \quad (6)$$

Prin derivarea expresiei (6) și egalarea lui t cu Δt se obține expresia vitezei inițiale de răspuns sub forma:

$$v_{u0} = U_{ein}\,(p_u - 1) \left[\frac{T_0^{i-1} \, e^{-\frac{\Delta t}{T_0}}}{(T_0 - T_1)(T_0 - T_2)\ldots(T_0 - T_i)} + \right.$$

*) Valoarea lui $\Delta t = 0{,}01\,(T_0 + T_1 + \cdots + T_i)$ este aleasă arbitrar suficient de mică pentru caracterizarea procesului dinamic în faza inițială.

$$+\frac{T_1^{i-1}\,e^{-\frac{\Delta t}{T_1}}}{(T_1-T_0)(T_1-T_2)\ldots(T_1-T_i)}+\ldots+\frac{T_i^{i-1}\,e^{-\frac{\Delta t}{T_i}}}{(T_i-T_0)(T_i-T_1)\ldots(T_1-T_{i-1})}\Bigg]. \quad (7)$$

Expresia (7) arată că viteza inițială de răspuns este direct proporțională cu valoarea plafonului p_u și variază în funcție de constantele de timp ale elementelor schemei de excitație; v_{u0} caracterizează procesul dinamic al schemei de excitație în faza inițială dînd o primă indicație asupra rapidității schemei.

Pentru a facilita analiza, viteza inițială de răspuns se va exprima în unități relative considerînd ca mărime de referință valoarea inițială a tensiunii la ieșirea din schema de excitație.

Viteza de răspuns medie la forțarea schemei de excitație se va caracteriza prin creșterea medie a tensiunii la ieșirea din schemă în timpul forțării raportată la valoarea duratei procesului de forțare și la valoarea inițială a tensiunii.

Să notăm cu v_{um} viteza medie în timpul forțării; conform definiției, avînd în vedere (6), expresia lui v_{um} poate fi scrisă sub forma:

$$v_{um}=\frac{1}{U_{e\,in}T_f^2}\int_0^{T_f}(u_{ei}-U_{e\,in})\,dt \text{ sau:}$$

$$v_{um}=\left(\frac{p_u-1}{T_f^2}\right)\left[\frac{T_0^{i+1}\,(e^{-\frac{T_f}{T_0}}-1)}{(T_0-T_1)(T_0-T_2)\ldots(T_0-T_i)}+\right.$$

$$\left.+\frac{T_1^{i+1}\,(e^{-\frac{T_f}{T_1}}-1)}{(T_1-T_0)(T_1-T_2)\ldots(T_1-T_i)}+\ldots+\frac{T_i^{i+1}\,(e^{-\frac{T_f}{T_i}}-1)}{(T_i-T_0)(T_i-T_1)\ldots(T_i-T_{i-1})}+T_f\right]. \quad (8)$$

În multe cazuri, pentru caracterizarea regimului dinamic al mașinii sincrone este important a se cunoaște viteza de răspuns a schemei de excitație la sfîrșitul forțării excitației; în acest caz, se introduce viteza medie de răspuns la sfîrșitul forțării excitației definită prin creșterea tensiunii la ieșirea din schema de excitație la $t=T_f$ raportată la durata forțării și la valoarea inițială a tensiunii. Viteza de răspuns la sfîrșitul procesului de forțare v'_{um} se va defini sub forma:

$$v'_{um}=\frac{1-p_u}{T_f}\left[\frac{T_0^{i}\,e^{-\frac{T_f}{T_0}}}{(T_0-T_1)(T_0-T_2)\ldots(T_0-T_i)}+\right.$$

$$\left.+\frac{T_1^{i}\,e^{-\frac{T_f}{T_1}}}{(T_1-T_0)(T_1-T_2)\ldots(T_1-T_i)}+\ldots+\frac{T_i^{i}\,e^{-\frac{T_f}{T_i}}}{(T_i-T_0)(T_i-T_1)\ldots(T_i-T_{i-1})}-1\right]. \quad (9)$$

Definirea vitezelor medii (8) și (9) s-a făcut prin considerarea condițiilor concrete în care are loc regimul dinamic ce interesează a fi caracte-

rizat, îndepărtîndu-se în acest mod, arbitrariul în alegerea limitei de variație a tensiunii și duratei în care se manifestă regimul tranzitoriu. Lucrarea [1] de exemplu, propune convențional o variație a tensiunii cuprinsă între 20% și 40% și o durată a regimului tranzitoriu egală cu 0,5 s valori care nu pot caracteriza complet schemele moderne de excitație și în plus, în anumite situații pot conduce la concluzii needificatoare.

Introducerea timpului de forțarea T_f și a creșterii de tensiune corespunzătoare poate elimina poziția echivocă subliniată deseori în literatură. — Vezi de exemplu [7] — conform căreia rapiditatea schemei de excitație nu constituie întotdeauna criteriul determinant pentru aprecierea eficacității forțării excitației.

Expresiile stabilite (8) și (9) arată că viteza medie de răspuns este determinată de plafonul adoptat, de timpul de forțare și de constantele de timp, deci de inerția elementelor schemei de excitație.

Timpul de forțare poate prezenta o influență determinantă asupra valorii vitezei medii în cazul în care este cu mult mai mare în raport cu constantele de timp ce caracterizează inerția schemei de excitație; dacă durata timpului de forțare este cu mult mai mică decît inerția sistemului, viteza medie este influențată în principal de constantele de timp, ale elementelor schemei de excitație.

Viteza răspunsului schemei de excitație definită ca mai sus, poate fi aplicată și altor mărimi — de exemplu curentului de excitație — în oricare punct al sistemului de excitație.

Viteza de răspuns, de exemplu la dezexcitare, poate fi definită în mod analog vitezei medii de răspuns; în acest caz, se va avea în vedere viteza medie de descreștere a tensiunii de la valoarea plafon la valoarea sa nominală sau la o valoare minimă — pozitivă, egală cu zero sau negativă — determinată de structura schemei de excitație.

4. Siguranța schemei de excitație

4.1. Literatura de specialitate pe baza datelor statistice referitoare la avariile mașinii sincrone provenite în urma funcționării necorespunzătoare a schemei de excitație — arată că, schema de excitație a mașinii sincrone este cu atît mai sigură cu cît regimul ei de funcționare este mai puțin influențat de regimul de lucru al mașinii sincrone.

Pornind de la această constatare, și ținînd cont de structura schemelor de excitație, se poate face o clasificare a acestora în ordinea dependenței regimului lor de funcționare de regimul de funcționare al mașinii sincrone, respectiv în ordinea gradului lor de siguranță în condițiile exploatării.

În acest mod schemele de excitație pot fi clasificate în următoarele clase importante în ordinea siguranței lor în exploatare.

a. Scheme neautonome, dependente, cu cuplaj galvanic sau magnetic cu circuitul indus al mașinii sincrone. În acest caz, mașina sincronă constituie și sursa de energie necesară excitației, iar schema de excitație îndeplinește doar funcțiunea de transformare și adaptare la condițiile

în care urmează să aibă loc alimentarea înfășurării de excitație. Cazul acestor scheme, fără luarea unor măsuri speciale, trebuie considerat ca cel mai defavorabil din punctul de vedere al siguranței în funcționare, deoarece în general, schema de excitație nu poate fi comandată în așa fel încît răspunsul ei să ușureze condițiile de avarie ale mașinii sincrone indiferent de natura avariei; în acest caz, regimul de funcționare al schemei de excitație este direct influențat de regimul de funcționare al mașinii sincrone.

b. Scheme neautonome, independente fără conexiuni electrice, electromagnetice sau mecanice cu mașina sincronă ce se excită. În acest caz, schema de excitație rămîne neautonomă prin faptul că sursa de energie este reprezentată de un element din afara ei, — barele de consum intern, de exemplu —, rolul schemei reducîndu-se și în acest caz, la cel de transformare și adaptare a sursei de energie la condițiile determinate de înfășurarea de excitație a mașinii sincrone.

Avaria mașinii sincrone poate să nu coincidă cu avaria schemei de excitație, însă aceasta din urmă rămîne în continuare direct sub influența avariilor sursei de energie din afara ei.

c. Scheme autonome dependente: schema de excitație este completă și este prevăzută cu sursă proprie, elemente transformatoare, amplificatoare etc.

Dependența schemei de excitație față de mașina sincronă apare sub forma unui cuplaj mecanic — cuplarea excitatoarei sau a grupurilor excitatoare cu mașina sincronă — sau a unui cuplaj electromecanic în cazul cînd motorul de acționare al grupului de excitație este alimentat direct de la bornele mașinii sincrone sau de la un generator sincron auxiliar dispus pe același arbore cu mașina sincronă principală.

Deși și în acest caz regimul de funcționare al mașinii sincrone poate influența direct schema de excitație, funcționarea acesteia din urmă poate fi considerată mulțumitoare și suficient de sigură.

d. Schemele autonome, independente, pot fi reprezentate de schemele anterioare, exceptînd alimentarea motorului de antrenare al grupului de excitație; alimentarea se face de la o sursă independentă, de exemplu de la barele de consum intern.

Schemele prezentate anterior sînt scheme de excitație individuale, utilizate, în prezent în exploatare aproape cu exclusivitate.

4.2. Analiza privind siguranța schemelor de excitație cu ajutorul clasificării anterioare poate fi aprofundată prin introducerea calculului probabilităților. În literatură — de exemplu în lucrarea [4] — se caută a se introduce calculul probabilităților la analiza siguranței sistemelor electrice; rezultatele respective nu pot fi însă aplicate direct, în cazul de față, de aceea în cele ce urmează se va căuta să se indice schematic o cale care se bazează pe noțiunile fundamentale ale calculului probabilităților.

Să considerăm ca eveniment a cărui probabilitate de manifestare ne interesează, avaria unui element component al schemei de excitație; pentru exemplificare, ca element al schemei de excitație, vom considera mașina de curent continuu. Un colectiv de mașini de acest gen, poate fi

constituit de mașini de tipuri constructive, puteri, turații, durate de funcționare în exploatare etc. diferite. În cazul de față, se vor considera N mașini identice, însă cu durate de funcționare deosebite *). Cele N mașini vor fi reprezentate prin n grupe de mașini, iar fiecare grupă va conține doar mașini de aceeași „vîrstă"; dacă se notează cu m_i numărul de mașini al fiecărei grupe, se poate scrie relația:

$$N = m_1 + m_2 + \ldots + m_n.$$

În constituirea colectivului de mașini analizat, se va avea grijă ca m_i să fie suficient de mare, iar diferențele de „vîrstă" a mașinilor din diferitele grupe suficient de mici; durata maximă de funcționare în condițiile exploatării se va lua egală cu „viața normală" a mașinilor considerate.

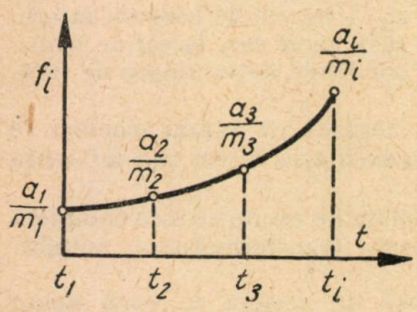


Fig. 3. — Funcția frecvenței de avarie.

Dacă cele m_i mașini se supun la încercări care reproduc condițiile de funcționare din schemele de excitație și, dacă se notează cu a_i numărul de mașini avariate din cadrul fiecărei grupe considerate, frecvența (f_i) de avarie a fiecărei grupe de mașini va fi definită de relația:

$$f_i = \frac{a_i}{m_i}$$

Dacă într-un sistem de coordonte: f, t (fig. 3) vom reprezenta în ordonată f_i, iar în abscisă timpul corespunzător vîrstei mașinilor din grupa considerată, probabilitatea de avarie a elementului considerat se va defini prin expresia:

$$p_o(0, t) = \frac{1}{t}\int_0^t f(t)\, dt.$$

În expresia de mai sus t urmează a fi luat egal cu „viața medie" normală a elementului considerat.

În mod analog, se poate defini probabilitatea de avarie a orcărui element care intervine în schema de excitație.

Dacă se notează cu: $p(A)$, $p(B)$, ... $p(M)$ probabilitățile de avarie a elementelor schemei de excitație conectate în serie, probabilitatea de avarie a schemei de excitație p ($S.E.$) se poate exprima sub forma

$$p(S.E.) = p(A) + p(B) + \ldots + p(M), \tag{10}$$

iar gradul de siguranță al schemei S ($S.E.$) se va defini sub forma:

$$S(S.E.) = \frac{1}{p(S.E.)}. \tag{11}$$

*) În cazul general se vor putea considera și colective cu structură mai complexă alcătuite din mașini care pot diferi între dînsele prin unul sau mai mulți factori.

Expresia (11) arată că, siguranța schemei de excitație depinde de numărul și natura elementelor componente; mărirea numărului elementelor componente este totdeauna în dezavantajul siguranței în funcționare. Această concluzie demonstrează necesitatea ca siguranța în funcționare a schemei să fie analizată și cu ajutorul calculului probabilităților deoarece criteriul dependenței schemei față de regimul de funcționare al mașinii sincrone — criteriu adoptat de obicei în literatură — poate conduce în anumite condiții la soluții eronate.

În prezent, lipsesc date statistice, sistematice privitoare la avariile schemelor de excitație a mașinilor sincrone. Prin analogie, însă, cu datele statistice din alte domenii ale exploatării elementelor ce intervin într-o schemă de excitație, se poate stabili orientativ, ordinea siguranței elementelor respective în modul următor: transformator, mașină rotativă de curent alternativ fără contacte glisante, redresoare uscate, redresoare electronice, redresoare mecanice, mașini rotative de curent continuu etc.

Relația (11), pe baza datelor statistice referitoare la avarierea diferitelor elemente, ca: transformatoare, redresoare, mașini electrice rotative etc. poate constitui un criteriu pe baza căruia se poate analiza siguranța în funcționare a unei scheme de excitație date. Aceeași relație scoate în evidență un fapt foarte important pentru alegerea corectă a sistemului de excitație pentru mașina sincronă: dacă se alege o schemă de excitație simplă, ea poate fi mai sigură în exploatare față de alta mai complexă, chiar în cazul cînd este supusă influenței regimului de funcționare al sistemului electric la care se conectează mașina sincronă. Soluția în acest caz, va putea fi determinată pe baza relației (11), introducînd probabilitatea de avariere a sistemului electric; evident că, problema urmează a fi rezolvată introducîndu-se și durata de avarie, pentru a se putea determina corect urmările ei [4].

5. Economicitatea sistemului de excitație

Analiza sistemului de excitație din punct de vedere economic trebuie să aibă în vedere și criteriul eficacității funcționale și a siguranței lui în exploatare; concluziile referitoare la economicitatea unor scheme trebuie stabilite, deci pe cît posibil, la eficacitate și siguranță în exploatare identice.

5.1. La baza analizei economicității schemei de excitație, trebuie să stea valoarea puterii totale instalate a mașinilor sau aparatelor prin intermediul cărora se asigură excitație mașinii sincrone.

Să notăm cu m numărul elementelor schemei de excitație și cu P_{ei} puterea instalată a unui element i; puterea totală instalată poate fi caracterizată de rapoartele

$$P_{in} = \frac{\sum_{1}^{m} P_{ei}}{P_{en}} \tag{12}$$

şi

$$P_{if} = \frac{\sum_{1}^{m} P_{ei}}{P_{ef}}. \tag{13}$$

Raportul (12) indică de cîte ori este mai mare puterea instalată a schemei de excitaţie faţă de puterea de excitaţie necesară în condiţii nominale de funcţionare a maşinii sincrone; raportul (13) defineşte puterea totală instalată faţă de puterea necesară în timpul forţării excitaţiei; acest raport face totodată legătura între eficacitatea şi economicitatea schemei de excitaţie. Puterea P_{ef} poate fi determinată cu ajutorul expresiei (4'). Varianta optimă din punct de vedere economic se obţine evident în cazul cînd P_{in} este egal cu unitatea — schema de excitaţie constituită dintr-un singur element a cărui putere instalată este egală cu puterea de excitaţie nominală. Dacă însă se are în vedere şi eficacitatea schemei, trebuie să apelăm la raportul (13) a cărui valoare optimă se obţine conform relaţiilor (4) şi (4') egală cu:

$$(P_{if})_{opt} = \frac{1}{S_u \cdot S_i}. \tag{14}$$

În acest caz, schema de excitaţie este constituită dintr-un singur element a cărui putere instalată este corespunzătoare puterii la forţare cu luarea în consideraţie a suprasarcinii admisibile. Valorile lui P_{if} mai mari decît cele definite de relaţia (14) pot constitui un prim indiciu al neeconomicităţii schemei la grade de forţare a excitaţiei egale.

5.2. Economicitatea schemei de excitaţie poate fi evident caracterizată de costul ei.

Să notăm cu C costul schemei de excitaţie iar cu c_i, — costul specific al elementului i — costul raportat la puterea elementului considerat; în aceste condiţii C va putea fi exprimat de expresia:

$$C = \sum_{1}^{m} c_i P_{ei}. \tag{15}$$

Costul schemei de excitaţie depinde după cum se vede de numărul elementelor componente, de puterea şi natura lor.

Pentru transformarea lui (15) într-un criteriu relativ se poate considera raportul:

$$C_s = \frac{\sum_{1}^{m} c_i P_{ei}}{c_k P_{ef}} S_u S_i \tag{16}$$

unde c_k este costul specific al unui element luat termen de comparaţie — se poate lua de exemplu excitatoarea de curent continuu cu excitaţie în paralel, cuplată pe acelaşi arbore cu maşina sincronă. Expresia (16) are în vedere şi eficacitatea schemei de excitaţie.

5.3. Randamentul total al schemei de excitație η_t poate fi exprimat de o expresie de forma

$$\eta_t = \frac{\sum_1^m P_i - \sum_1^m p_i}{\sum_1^m P_i} = \frac{\sum_1^m P_i \eta_i}{\sum_1^m P_i} \tag{17}$$

unde P_i, p_i, η_i reprezintă puterea, pierderile respectiv randamentul elementului i al schemei de excitație.

Raportul p_s definit de o expresie de forma

$$p_s = \frac{(1 - \eta_t) \sum_1^m P_i}{(1 - \eta_{en}) P_{en}} \tag{18}$$

va indica modul cum cresc pierderile schemei de excitație cînd numărul elementelor componente este mai mare ca unu iar puterea de excitație P_{en} este asigurată cu un randament η_{en}; raportul (18) la $m > 1$ va fi supraunitar și va obține valori cu atît mai ridicate cu cît ordinul de mărime al puterii elementelor schemei de excitație va diferi mai puțin.

Randamentul global al schemei de excitație va crește pe măsură ce elementele componente vor fi supradimensionate.

5.4. Gabaritul schemei de excitație, precum și spațiul necesar amplasării ei, vor depinde de puterea, numărul și natura elementelor, ce compun schema considerată; acești factori vor influența indirect economicitatea schemei de excitație prin cheltuieli suplimentare necesare asigurării și pregătirii spațiului amplasării, supravegherii schemei etc.

Cheltuielile de exploatare vor depinde în mod evident de factorii amintiți anterior; pentru compararea schemelor de excitație se poate considera o schemă ca element de referință — de exemplu excitatoarea cu excitație în paralel, cuplată mecanic, direct cu mașina sincronă — și aprecia comparativ cheltuielile suplimentare care intervin în cazul concret analizat.

6. Concluzii

6.1. Pentru analiza caracteristicilor tehnico-economice ale sistemelor de excitație a mașinilor sincrone este necesară stabilirea unor criterii unitare care să aibă în vedere eficacitatea, siguranța și economicitatea schemelor respective; cu toată varietatea schemelor și sistemelor de excitație, cu toată multitudinea problemelor ce apar la analiza unui sistem de excitație, fixarea unor asemenea criterii este posibilă și absolut necesară. În lucrarea de față s-a dat o primă formă acestor criterii parte din ele fiind exprimate pentru generalizare sub formă matematică.

6.2. Criteriile respective pot fi folosite pentru aprecierea calităților sistemelor de excitație constituind o metodă pentru alegerea sistematică de către proiectanți a soluției optime în condiții date.

6.3. Practic în analiza schemelor de excitaţie se poate proceda în modul următor: se aplică criteriul eficacităţii funcţionale şi ulterior varianta optimă stabilită se compară cu alte scheme din punctul de vedere al siguranţei în funcţionare şi al economicităţii. Pentru adoptarea unor indici de referinţă necesari în analiză — valori ale vitezei de răspuns, indicaţii asupra siguranţei etc. se va apela la datele din literatura de specialitate.

6.4. În cazurile concrete, cînd urmează să se aleagă o anumită schemă de excitaţie pentru o anumită maşină sincronă se vor avea în vedere şi caracteristicile acesteia — puterea, costul, importanţa ei în sistem etc.

6.5. Fară a fi constituit obiectul lucrării de faţă, din lucrare se desprinde faptul că, din punct de vedere economic, al siguranţei în exploatare şi parţial chiar al eficacităţii sistemelor de excitaţie, sînt recomandabile acele scheme care au numărul elementelor reduse la minimum; din acest punct de vedere este important să se privească critic complicarea schemei prin introducerea unor elemente suplimentare sub motivul îmbunătăţirii calităţilor sistemelor de excitaţie; de cele mai multe ori la asemenea concluzii se ajunge în urma analizei unilaterale incomplete a caracteristicilor sistemelor de excitaţie sau chiar în lipsa oricărei analize a condiţiilor concrete în care urmează să funcţioneze maşina sincronă.

КРИТЕРИИ ДЛЯ ТЕХНО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ СХЕМ ВОЗБУЖДЕНИЯ СИНХРОННЫХ МАШИН

РЕЗЮМЕ

В настоящей работе даются определения понятий системы и схемы возбуждения. Для того, чтобы можно было сделать сравнительный анализ схем возбуждения синхронных машин, вводятся три критерия: критерий эффективности, критерий надежности работы, а также критерий экономичности системы.

Эффективность системы характеризована необходимой мощностью возбуждения при различных режимах работы синхронной машины, статическими и динамическими свойствами системы; для оценки динамических свойств вводится понятие начальной скорости отзыва и средней скорости отзыва системы возбуждения.

Надежность работы рассматривается в свете зависимости режима работы системы возбуждения от режима работы электрической системы, с которой синхронная машина соединяется; для дополнения анализа надежности работы системы возбуждения вводится расчет вероятности после предварительного определения понятия вероятности аварий элемента рассматриваемой схемы.

Экономичность схемы рассматривается в свете общей установленной мощности, себестоимости, кпд и расходов по эксплуатации схемы возбуждения.

В целях обобщения, вводимые здесь критерии формулируются математическим путем.

Цель данной работы — установление единых критериев, позволяющих правильный выбор, оптимальной с технико-экономической точки зрения, системы возбуждения синхронной машины.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Принципиальная схема системы возбуждения синхронной машины.
Рис. 2. — Принципиальная расчетная схема возбуждения.
Рис. 3. — Функция частоты аварий.

CRITÉRIUMS POUR L'APPRÉCIATION TECHNIQUE ET ÉCONOMIQUE DES SCHÉMAS D'EXCITATION DES MACHINES SYNCHRONES

RÉSUMÉ

Dans le présent travail, l'auteur définit les notions de système et de schéma d'excitation. Afin de rendre possible l'analyse comparative des systèmes d'excitation des machines synchrones, il introduit trois critériums : le critérium d'efficacité, le critérium de sûreté de fonctionnement et le critérium économique du système.

L'efficacité du système d'excitation est déterminée par la puissance d'excitation nécessaire à chaque régime de fonctionnement de la machine, et par les caractéristiques statiques et dynamiques du système. L'appréciation des qualités dynamiques exige la connaissance de la vitesse initiale de réponse et de la vitesse moyenne de réponse du système d'excitation.

La sûreté du fonctionnement est analysée du point de vue de la manière dont le régime de fonctionnement du système d'excitation dépend du régime de fonctionnement du système électrique auquel la machine synchrone est connectée ; afin que l'analyse de la sûreté du système d'excitation soit complète, il faut en outre introduire le calcul des probabilités, après avoir défini, au préalable, la notion de la probabilité d'avarie d'un élément du schéma considéré.

La valeur économique du schéma est analysée du point de vue de la puissance totale installée, des fonds investis, du rendement et des dépenses d'exploitation du schéma d'excitation.

Pour généraliser, les critériums énoncés sont formulés mathématiquement.

Le but du travail est de définir des critériums généraux en vertu desquels on puisse faire un choix correct du système d'excitation de la machine synchrone, optimum du point de vue technique et économique.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma de principe du système d'excitation de la machine synchrone.
Fig. 2. — Schéma de calcul du schéma d'excitation.
Fig. 3. — Fonction de la fréquence d'avarie.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Report of AIEE Subcommittee Working Group* (Power Generation Committee) Suggested Excitation System Definitions for Synchronous Machines, 1958.
2. C. APETREI, *Viteza de răspuns a mașinilor de curent continuu funcționînd în scheme de excitație a generatoarelor sincrone.* Buletinul Institutului politehnic București, **XVIII**, *1—2* (1956).
3. V. NEDELCU, D. CRETU, C. APETREI, *Determinarea vitezei de răspuns a excitatoarelor mașinilor sincrone.* Electrotehnica, *2*, 1957, 49 (1957).
4. V. NITU, *Exprimarea matematică a siguranței în exploatare a schemelor electrice.* Studii și cercetări de energetică, *3*, 189 (1956).
5. W. FREY, R. NOSER, *Evolution récente de la question de l'excitation et du réglage des machines synchrones.* CIGRE, 1958, Rapport *127*.
6. И. А. ГЛЕБОВ, *Системы возбуждения мощных синхронных машин.* Труды межвузовской научно-технической конференции по дальним электропередачам. Ленинград, 1957, 3.
7. D. HAMDISEPEN, *Influence de la rapidité de réponse de l'excitatrice sur le fonctionnement de la machine synchrone.* CIGRE, 1958, Rapport *107*.

STUDIU CRITIC EXPERIMENTAL AL SCHEMELOR DE FORŢARE A EXCITAŢIEI GENERATOARELOR SINCRONE*)

DE

D. CREŢU

1. INTRODUCERE

1.1. Îmbunătăţirea stabilităţii dinamice a sistemelor electroenergetice necesită unele măsuri, printre care se numără forţarea şi dezexcitarea rapidă a excitaţiei generatoarelor sincrone. Spre deosebire de celelalte procedee utilizate (frînarea electromagnetică sau electrică, reducerea timpului de acţionare a protecţiei etc.) forţarea excitaţiei (şi respectiv dezexcitarea) intervin atît la frînarea (respectiv accelerarea) rotorului cît şi la menţinerea tensiunii în sistem la un nivel cît mai apropiat de valoarea nominală, în decursul întregului proces tranzitoriu. Menţinerea tensiunii la un nivel satisfăcător în timpul avariei şi ridicarea ei la valoarea nominală într-un timp scurt de la înlăturarea defectului, pot fi realizate numai printr-un sistem de forţare a excitaţiei cu performanţe corespunzătoare.

1.2. În ultimul timp şi-au făcut apariţia generatoarele sincrone cu autoexcitaţie prin redresoare; cu toate acestea schemele de excitaţie şi forţare a excitaţiei cu ajutorul maşinilor electrice rotative îşi păstrează actualitatea pentru majoritatea covîrşitoare a cazurilor.

Comportarea în regim tranzitoriu a schemelor de excitaţie cu maşini rotative a fost în general studiată în literatura de specialitate din ţară [1], [2] şi străinătate [3], [4]; unele concluzii la care s-a ajuns sînt contradictorii, iar practica din ultimii ani [5], [6] a dovedit că este necesar a se reveni asupra soluţiilor ce păreau cîndva categorice. Precizarea şi compararea, din acest punct de vedere, a performanţelor tehnice şi economice pe care le prezintă fiecare schemă de excitaţie şi forţare a excitaţiei generatoarelor sincrone ar putea aduce elemente noi, necesare unei mai raţionale alegeri şi proiectări a schemei de ansamblu şi a elementelor sale.

Lucrarea de faţă îşi propune drept scop, ca în urma analizei comparative a cîtorva scheme de forţare a excitaţiei, să aducă unele precizări

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 2 octombrie 1959.

în legătură cu calitățile și scăderile acestor scheme pentru condiții identice de funcționare și să facă cîteva observații asupra mărimilor ce ar putea caracteriza în suficientă măsură posibilitățile schemelor de forțare a excitației.

2. CRITERII DE COMPARAȚIE

Parametrii clasici folosiți la caracterizarea performanțelor sistemelor de excitație în regim tranzitoriu sînt :

— plafonul tensiunii — $p = U_p/U_0$, (U_p fiind tensiunea de plafon),

— viteza inițială de creștere a tensiunii — $V_0 = |dU/dt|_{t=0}$

— viteza medie de creștere a tensiunii — $V_m = \frac{2S}{(\Delta t)^2}$,

în care $S = \int_0^t U(t)\,dt$ iar $t = \Delta t = 0{,}5$ s,

— factorul de amplificare $k_a = \frac{\Delta P_e}{\Delta P_i}$.

Noile sisteme de excitație și forțare cu deosebite calități dinamice fac ca parametrii enumerați mai sus să nu mai fie suficienți sau caracteristici pentru aprecierea tuturor schemelor folosite deja în practică. Astfel pentru sistemele de excitație cu redresori ionici sau uscați [7], [8], [9] nu se poate vorbi de o viteză medie de creștere a tensiunii, iar pentru noile scheme de excitație cu mașini electrice rotative [10], [11] sau cu amplificatoare magnetice [12], [13] cu viteze mari de răspuns, viteza medie va trebui să fie definită altfel sau pe un interval de timp mai mic decît cel fixat anterior de 0,5 s.

În lucrarea de față, pentru compararea schemelor luate în studiu, vom apela și la alte mărimi considerate utile în analiza eficacității forțării excitației. Ele se vor referi la viteza de variație a tensiunii la încetarea forțării excitației și la modul și viteza de variație a curentului din înfășurarea rotorului generatorului sincron.

Caracterizarea deplină a unei scheme de forțare a excitației necesită în plus luarea în considerație a factorilor de natură economică (investiții suplimentare, valoarea anuală a pierderilor suplimentare din schemă etc.) a siguranței în funcționare și a simplității întreținerii și exploatării.

3. CONDIȚIILE EXPERIMENTALE

Schemele experimentate sînt următoarele :

a) Excitatoarea cu excitație independentă debitează pe înfășurarea de excitație a generatorului sincron ; forțarea se realizează prin scurtcircuitarea reostatului din înfășurarea de excitație a excitatoarei sau prin introducerea înfășurării serie (fig. 1) ;

b) Excitatoarea în derivație debitează pe înfășurarea de excitație a aceluiași generator ; forțarea se realizează prin scurtcircuitarea rezistenței din înfășurarea de excitație a excitatoarei sau prin introducerea înfășurării serie (fig. 2).

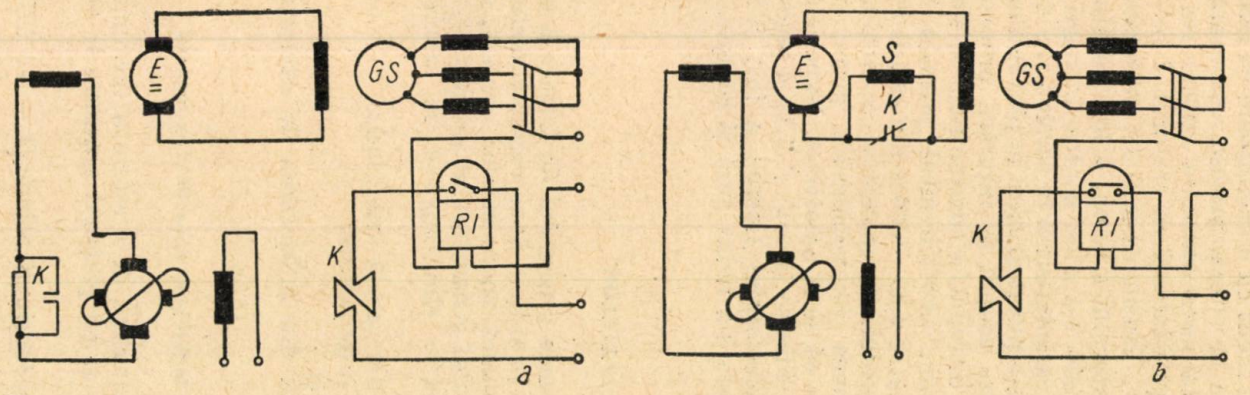


Fig. 1. — Excitatoarea independentă cu forțare prin *a*) scurtcircuitarea rezistenței din înfășurarea de excitație și *b*) prin introducerea înfășurării serie.

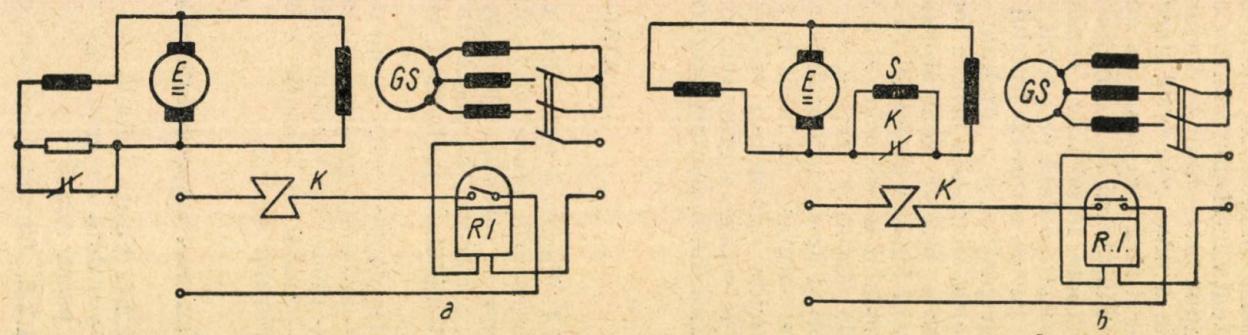


Fig. 2. — Excitatoarea autoexcitată cu forțare prin *a*) scurtcircuitarea rezistenței din înfășurarea de excitație și *b*) prin introducerea înfășurării serie.

Pentru a respecta condițiile reale de funcționare s-a căutat ca schimbările structurale ale schemei să se facă numai prin schimbarea conexiunii elementelor componente. Încercările s-au făcut cu o excitatoare cu reacția și rezistența indusului mărite, antrenată la viteză, practic, constantă în tot timpul procesului de forțare. Excitatoarea alimenta înfășurarea de excitație a unui generator sincron, cu poli înecați cu statorul și rotorul din tole și fără înfășurare de amortizare. Tensiunea inițială, măsurată la bornele înfășurării de excitație a generatorului sincron, a fost constantă pentru toate încercările; tensiunea finală s-a ales pentru întregul șir de experiențe o dată pe partea liniară a caracteristicii în sarcină și a doua oară pe partea saturată. În felul acesta, s-a putut urmări în plus influența stării magnetice și a gradului de forțare asupra desfășurării procesului tranzitoriu. Comanda pentru forțare se introducea concomitent cu scurtcircuitarea fazelor generatorului sincron. Scurtcircuitul preceda însă momentul forțării excitației cu aproximativ 0,03—0,06 s din cauza întîrzierii releului intermediar și a contactorului. Componenta curentului de excitație datorită forțării se suprapunea componentelor permanentă (inițială) și aperiodică înainte ca ultima să se fi amortizat. Experiențele în regim saturat s-au făcut la plafoane ridicate ($p = 5 \div 5{,}4$) și pentru a nu periclita înfășurarea statorului generatorului sincron a fost redusă viteza de rotație a grupului; prin aceasta s-a redus însă și componenta aperiodică din înfășurarea rotorului.

4. ANALIZA REZULTATELOR

4.1. Figura 3 reprezintă oscilogramele procesului de forțare a excitației în cazurile prevăzute la punctele 3 (*a* și *b*) în două regimuri distincte (nesaturat și saturat). Componenta periodică apare în mod evident, consecință a construcției deosebite a rotorului generatorului sincron.

Rezultatele prelucrării oscilogramelor sînt cuprinse în tabela de mai jos.

Mai departe vom examina datele din tabelă urmărind:

— influența gradului de saturație și de forțare,

— modul de variație a tensiunii și

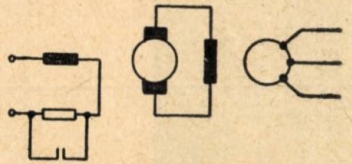
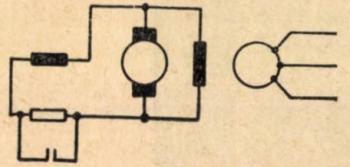
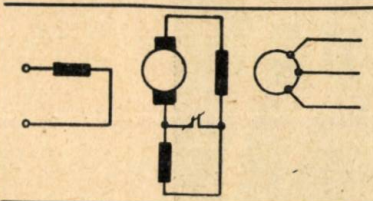
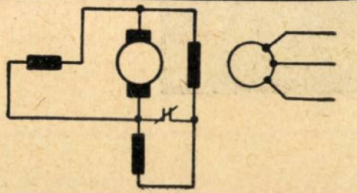
— modul de variație a curentului din înfășurarea de excitație a generatorului sincron.

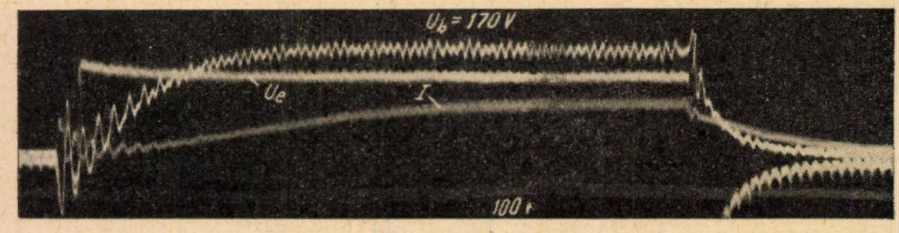
4.2. Observații privind influența gradului de forțare și de saturație al excitatoarei

4.2.1. Viteza inițială sau viteza maximă de creștere a tensiunii se mărește o dată cu gradul de saturație și cu plafonul tensiunii la toate aceste patru cazuri;

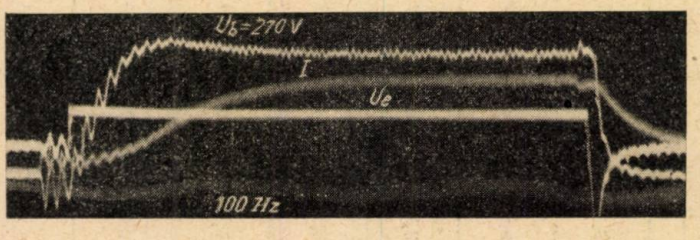
4.2.2. Timpul după care creșterea tensiunii atinge $\left(1 - \frac{1}{e}\right) \Delta U_\infty$ se reduce o dată cu creșterea saturației pentru schemele cu excitație paralel și cu excitație independentă (la ultima mai accentuat) și se mărește ușor

Tabela 1

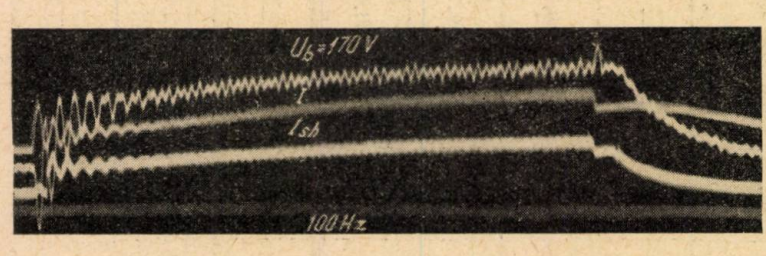
SCHEMA DE FORȚARE	FORȚAREA EXCITAȚIEI									Intrer. forțării
	P	V_o	τ_u	U_s	T_u	$I_{min.}$	T_i	τ_i	T_K	V_o'
	u. r	u. r/s	s	%	s	u. r	s	s	s	u. r/s
	3,4	11,4	0,181	—	0,487	1,33	0,059	0,449	0,053	32,8
	5,4	44,0	0,078	8,7	0,155	1,53	0,008	0,267	0,065	220
	3,4	9,3	0,210	22,7	0,297	1,10	0,077	0,446	0,060	32,1
	5,0	45,0	0,133	23,4	0,165	1,17	0,055	0,314	0,060	114
	3,4	17,4	0,184	—	0,750	1,72	0,042	0,421	0,033	17,1
	5,4	49,0	0,219	—	0,694	1,41	0,050	0,449	0,031	31
	3,0	16,3	0,122	—	0,377	1,3	0,028	0,207	0,048	24,8
	5,0	26,8	0,143	—	0,517	1,55	0,012	0,379	0,046	28,5



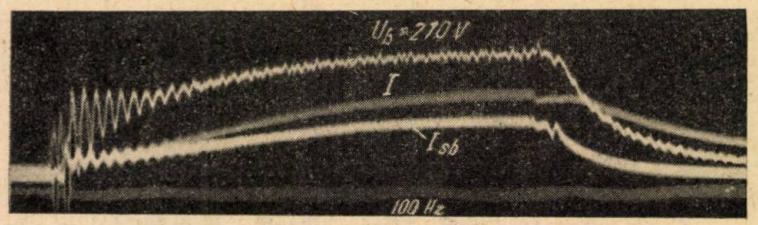
1 a



1 b

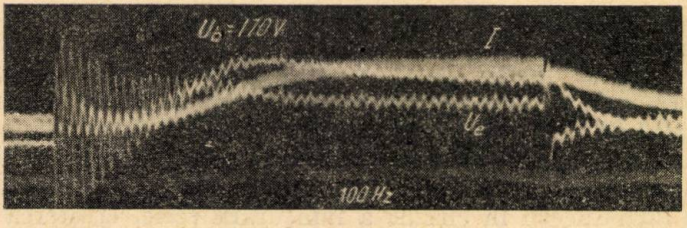


2 a

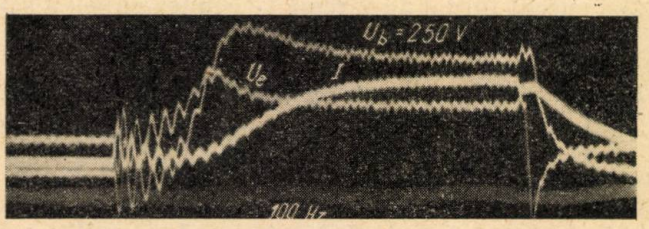


2 b

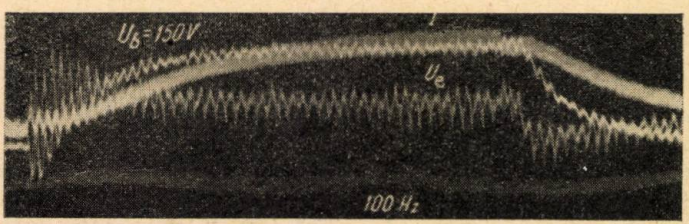
Fig. 3



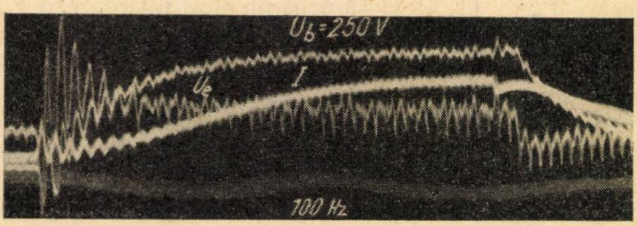
3 a



3 b



4 a



4 b

Fig. 3. — Variația în timp a tensiunii la borne — U_b, a curentului de sarcină *I*, a curentului din înfășurarea serie I_{sh} și a tensiunii de excitație — U_e în regim nesaturat (*a*) și saturat (*b*) pentru schemele : *1.* excitatoare independentă cu forțare prin scurtcircuitarea rezistenței din înfășurarea de excitație ; *2.* excitatoare independentă cu forțare prin introducerea înfășurării serie ; *3.* excitatoare în derivație cu forțare prin scurtcircuitarea rezistenței și *4.* excitatoare în derivație cu forțare prin introducerea înfășurării serie.

În toate cazurile valoarea inițială a tensiunii la borne :

$$U_{bo} = 50 \text{ V}.$$

pentru schemele cu forțare prin înfășurare serie. Acest lucru se explică prin faptul că:

a) la primele două scheme și îndeosebi la excitatoarea paralel, inițial, există un efect de supraforțare care se anihilează pe măsură ce crește curentul de sarcină (acest curent întîrzie față de tensiune din cauza sarcinei inductive); pentru plafoane mai mari acest efect va fi mai puternic;

b) la celelalte două scheme, după intensa creștere a tensiunii, corespunzătoare introducerii în circuit a înfășurării serie, creșterea ulterioară a curentului de sarcină conduce la o lentă creștere a tensiunii (reacție pozitivă); un plafon mai mare introduce o înfășurare serie mai puternică și pentru același curent inițial de sarcină tensiunea ce se va stabili aproape instantaneu va fi mai mare însă va avea o pondere mai mică în creșterea totală a tensiunii.

4.2.3. Timpul după care creșterea curentului de sarcină atinge valoarea $\left(1 - \frac{1}{e}\right)\Delta I_\infty$ urmează legilor indicate la punctul 1.2 referitoare la creșterea tensiunii.

4.2.4. Viteza de variație a tensiunii la întreruperea forțării excitației este influențată de saturație și plafon în mod deosebit pentru primele două scheme și moderat pentru schemele cu înfășurare în serie.

4.3. Observații în legătură cu modul de variație a tensiunii

4.3.1. Viteza inițială *) de creștere a tensiunii în regim nesaturat este maximă pentru excitatoarea cu excitație independentă și cu forțare prin intermediul înfășurări serie ($V_0 = 17{,}4$ u. r.) după care în ordine descrescătoare, urmează: excitatoarea paralel cu forțare prin intermediul înfășurării serie ($V_0 = 16{,}3$ u. r.), excitatoarea independentă cu forțare prin scurtcircuitarea rezistenței ($V_0 = 11{,}4$ u. r.) și excitatoarea în derivație ($V_{max} = 9{,}3$ u. r.); în regim saturat, care de altfel corespunde mai mult realității situația se schimbă și anume: primele trei scheme din tabel au respectiv $V_0 = 44$, 45 și 49 u. r. pe cînd ultima are $V_0 = 26{,}8$ u. r.

4.3.2. Faptul că în încercările efectuate, atît în regim nesaturat cît și saturat, excitatoarea cu excitație independentă nu se detașează, în privința vitezei maxime de răspuns, de cea în derivație, se explică prin aceea că reacția și rezistența mărită a indusului au contribuit la accelerarea procesului de creștere a tensiunii în mai mare măsură la excitatoarea în derivație; această concluzie rezultă direct din oscilograme unde pentru excitatoarea cu excitație independentă procesul de creștere al tensiunii este aperiodic în regim nesaturat și deci timpul de atingere a tensiunii plafon este practic $(4 \div 6)\ T \approx 0{,}9$ s.; în regim saturat procesul este aperiodic amortizat; prima trecere prin tensiunea de plafon are loc după 0,225 s, iar tensiunea maximă depășește cu 8,7% tensiunea finală. La excitatoarea în derivație în ambele cazuri procesul este aperiodic amortizat,

*) În cazul excitatoarei cu excitație în derivație se va considera viteza maximă de creștere a tensiunii.

prima trecere prin tensiunea de plafon are loc după 0,442 s. în regim nesaturat și după 0,233 s în regim saturat, iar tensiunea maximă depășește cu 22,7% respectiv 23,4% pe cea finală. Procesul de creștere a tensiunii pentru ambele scheme cu forțare prin înfășurare serie este aperiodic în cele două regimuri de funcționare.

4.3.3. Legile de variație a tensiunii sînt diferite în cele patru cazuri analizate; numai viteza maximă de creștere a tensiunii și timpul necesar de atingere a tensiunii finale sînt insuficiente pentru caracterizarea completă a procesului; de aceea este necesar să introducem un parametru suplimentar și anume timpul necesar pînă ce creșterea tensiunii atinge valoarea $\left(1 - \frac{1}{e}\right)(U_p - U_0) = 0{,}632\ (U_p - U_0)$ adică, o constantă de timp echivalentă, τ_u. Această constantă este minimă pentru excitatoarea cu excitație independentă și forțare prin scurtcircuitarea rezistenței (0,078 s) în regim saturat și maximă pentru aceeași excitatoare însă cu forțare prin înfășurare serie în regim saturat (0,219 s). Din tabel se observă că excitatoarea în derivație cu forțare prin scurtcircuitarea reostatului are o constantă echivalentă mai mare decît cea independentă cu același procedeu de forțare. Situația se inversează la forțarea prin înfășurarea serie.

4.3.4. Viteza de variație a tensiunii la întreruperea forțării excitației este maximă la excitatoarea cu excitație independentă cu reostat în circuitul propriu de excitație atît în regim saturat cît și nesaturat; urmează apoi excitatoarea cu excitație în derivație. În cazul excitatoarelor cu înfășurare serie vitezele de variație în regim saturat sînt aproape egale dar mai mici decît în primele două scheme. În regim nesaturat deosebirile nu sînt esențiale dacă facem abstracție de excitatoarea cu excitația independentă cu înfășurare serie care, de data aceasta, rămîne mult în urma celorlalte.

4.4. Observații în legătură cu modul de variație a curentului

Caracterizăm variația curentului din rotor în timpul forțării prin valoarea minimă a acestuia precum și a timpului căruia îi corespunde și prin timpul necesar pentru ca creșterea curentului să atingă valoarea $\left(1 - \frac{1}{e}\right)(I_p - I_0) = 0{,}633\ (\Delta I_p)$.

4.4.1. Valoarea minimă a curentului de excitație al generatorului sincron pentru o aceeași valoare inițială a componenței aperiodice din rotor e funcție de posibilitățile schemei și de timpul de acționare al schemei de comutație. Cu toată variația relativ însemnată, a timpului de acționare al forțării (componența aperiodică a variat în limite restrînse), se constată totuși la schemele cu înfășurare serie un nivel mai ridicat al valorii minime a curentului de excitație. Acest lucru însoțit de o creștere ulterioară corespunzătoare poate fi un indiciu asupra eficacității modului de forțare.

4.4.2. Timpul după care curentul de excitație atinge valoarea minimă e minim pentru excitatoarea cu excitație independentă, cu reostat,

în regim saturat; urmează în ordinea creșterii, excitatoarea cu excitație paralel cu înfășurare serie (pentru ambele regimuri) și celelalte două la același nivel.

4.4.3. Ordonarea excitatoarelor după constanta de timp echivalentă τ_i corespunde cu ordonarea acestora după constanta τ_u.

Timpul de acționare al schemei de comutație a variat datorită în primul rînd contactorului care a lucrat atît prin închidere cît și prin deschidere; timpul necesar la închidere diferă de cel necesar la deschidere.

5. CONSIDERAȚII ECONOMICE ȘI DE SIGURANȚĂ

Excitatoarea cu excitație independentă impune introducerea în schemă a subexcitatoarei. Regulatorul de tensiune acționează asupra înfășurărilor de corecție ale excitatoarei; puterea la ieșirea regulatorului va fi mai mare în cazul excitatoarei independente deoarece are un factor de amplificare mai mic decît al excitatoarei în derivație. Prin urmare puterea instalată precum și investițiile vor fi mai mari la excitatoarea cu excitație independentă.

Pierderile de energie vor fi de asemenea mai mari pentru schema cu excitatoare și subexcitatoare.

Înfășurarea serie scoate din circuitul de excitație al mașinilor reostatul de forțare. În privința investițiilor sau a puterilor instalate nu se va produce nici o schimbare însă vor fi reduse pierderile prin îndepărtarea reostatelor de forțare. Mașinile nu se vor scumpi deoarece înfășurările serie se vor construi pe baza rezervei de excitație a înfășurărilor principale.

Numărul mai mare de elemente componente în schema excitatoare-subexcitatoare fac ca siguranța în exploatare să fie mai mică decît pentru schema cu excitatoarea cu excitație în derivație. Înfășurările serie măresc siguranța în exploatare deoarece elimină un element din schemă — reostatul.

Întreținerea e de asemenea mai simplă pentru schema cu o singură mașină. Eliminarea rezistenței din schemă simplifică operațiile de întreținere.

Din cele spuse rezultă că cea mai indicată ar fi schema cu o singură excitatoare (excitatoarea în derivație). Mașinile cu înfășurare serie pentru forțarea excitației eliberează schema de rezistențele de forțare și de pierderile din ele, măresc siguranța și simplifică operațiile de întreținere.

Utilizarea pe scară largă a schemelor cu excitatoare și subexcitatoare s-a impus din cauza cerințelor mult prea acoperitoare. Astfel se cerea o tensiune reglabilă a excitatoarei în limite foarte largi și o stabilitate exagerată a tensiunii excitatoarei. Viteza de răspuns, deși mai mare la excitatoarea independentă constituia doar un argument în plus pentru folosirea acestor scheme și nicidecum elementul hotărîtor; din însăși exemplele din lucrare s-a văzut că folosind o reacție negativă mai puternică din partea curentului de sarcină se pot realiză cu excitatoarea în derivație viteze de răspuns apropriate de cele ale excitatoarei cu excitație independentă. Același efect ar avea și simularea la excitatoarea în derivație

a unui plafon mai ridicat [1]. Regulatoarele de tensiune actuale permit reducerea exigențelor în privința stabilității tensiunii excitatoarei, iar excitatoarea în derivație poate asigura funcționarea stabilă a generatoarelor sincrone. Metoda autosincronizării, introdusă deja pe scară largă, nu mai necesită de la excitatoare un reglaj al tensiunii în limite foarte largi [5]. În rezumat: excitatoarea cu excitație în derivație corespunde întru totul cerințelor actuale impuse schemelor clasice de excitație cu mașini electrice rotative; din punct de vedere economic și al siguranței în exploatare ea este superioară schemei cu excitatoare și subexcitatoare.

6. CONCLUZII

6.1. Diversitatea structurală a schemelor de excitație cu mașini electrice determină, în condiții comparabile moduri diferite de comportare în regim tranzitoriu.

6.2. Caracterizarea posibilităților dinamice a mașinilor electrice în schemele de excitație a generatoarelor sincrone se poate face prin parametri clasici $p \cdot V_0$, K_a și eventual V_m; studierea mai atentă a acestei probleme necesită elemente suplimentare. Indicații prețioase asupra calităților și deficiențelor unei scheme pot fi obținute prin analizarea parametrilor:

— Valoarea minimă a curentului de excitație al generatorului în timpul forțării $\left(\frac{I_{min}}{I}\right)$ și timpul corespunzător;

— Constanta de timp echivalentă τ_i — egală cu timpul necesar curentului să atingă valoarea 0,632 $(I_p - I_0)$;

— Viteza de variație a tensiunii excitatoarei la întreruperea forțării sau la dezexcitare;

— Constanta de timp echivalentă τ_u egală cu timpul necesar tensiunii la forțare pentru a ajunge la valoarea 0,632 $(U_p - U_0)$;

— Timpul după care tensiunea la bornele excitatoarei atinge practic valoarea finală.

6.3. Definirea și determinarea parametrilor să se facă pentru condițiile reale de funcționare; comanda de forțare să se aplice încă în timpul procesului tranzitoriu survenit în urma unei variații bruște a sarcinii generatorului sincron.

6.4. Realizarea excitatoarelor derivație cu plafon mai ridicat, rezistență și reacție a indusului mărite face ca acestea să înlocuiască cu succes excitatoarele independente.

6.5. Din punct de vedere economic și al siguranței în exploatare, excitatoarea în derivație e superioară excitatoarei independente.

6.6. Introducerea înfășurării serie în vederea forțării excitației accelerează mult procesul de forțare în faza inițială și mărește valoarea minimă a curentului de excitație; încetinește, în schimb, procesul forțării în faza finală și reduce viteza de variație a tensiunii la întreruperea forțării.

6.7. Înfășurarea serie utilizată pentru forțarea excitației înlătură pierderile din reostatul de forțare, mărește siguranța în funcționare, nu implică mărirea puterii mașinilor sau înfășurărilor sale de excitație și poate utiliza integral regulatoarele de tensiune existente.

LISTA PRESCURTĂRILOR

U_p — tensiunea de plafon a excitatoarei,
U_0 — tensiunea excitatoarei cu generatorul sincron în regim nominal,
p — plafonul tensiunii în unități relative,
V_0 — viteza inițială de creștere a tensiunii,
V_m — viteza medie de creștere a tensiunii,
ΔP_e — variația puterii la ieșire,
ΔP_i — variația puterii la intrare,
K_a — factor de amplificare,
τ_u — timpul necesar ca variația tensiunii să atingă valoarea $\left(1 - \frac{1}{e}\right)(U_p - U_0) = 0{,}632\,(U_p - U_0)$,
τ_i — idem pentru curentul din înfășurarea de excitație a generatorului sincron,
U_s — supratensiune la forțare în procente $U_s = \frac{U_{max} - U_p}{U_0} \cdot 100$,
T_u — timpul în care tensiunea atinge valoarea U_p,
I_{min} — curentul minim din circuitul de excitație al generatorului în unități relative $I_{min} = \frac{I_{min}}{I_0}$,
T_i — timpul în care curentul atinge valoarea minimă,
T_k — timpul de acționare al contactorului,
V'_0 — viteza de variație a tensiunii la bornele excitatoare la dezexcitare,
t — timpul.

КРИТИЧЕСКОЕ ОПЫТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМ ВОЗБУЖДЕНИЯ СИНХРОННЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

РЕЗЮМЕ

В статье приводятся некоторые замечания по выбору машинных схем возбуждения синхронных генераторов, имеющих независимое или параллельное возбуждение; дается также критическая оценка показателей используемых при определении характеристик систем возбуждения.

Приводятся результаты опытов, проделанных в аналогичных условиях для 4 схем, отличающихся по структуре, но используя те же составные элементы. После анализа результатов даются выводы, относящиеся к каждой испытуемой схеме.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Возбудитель с независимым возбуждением и форсированием: a) коротким замыканием сопротивления в обмотке возбуждения; b) введением последовательной обмотки.

Рис. 2. — Самовозбуждаемый возбудитель с форсированием: a) замыканием накоротко сопротивления в обмотке возбуждения; b) введением последовательной обмотки.

Рис. 3. — Изменение во времени напряжения на зажимах — U_b тока нагрузки I, тока в последовательной обмотке I_{sh} и напряжения возбуждения — U_e в ненасыщенном (a) и насыщенном (b) режимах для следующих схем: 1) возбудитель с независимым возбуждением и с форсированием путем короткото замыкания сопротивления в обмотке возбуждения; 2) возбудитель с независимым возбуждением и с форсированием путем ввода последовательной обмотки; 3) возбудитель с параллельным возбуждением и с формированием путем короткото замыкания сопротивления и 4) возбудитель с параллельным возбуждением и с форсированием путем ввода последовательной обмотки.

Во всех случаях начальное значение напряжения на зажимах:

$$U_{bo} = 50 \text{ V}.$$

ÉTUDE CRITIQUE EXPÉRIMENTALE DES SCHÉMAS D'EXCITATION À FLUX FORCÉ DES GÉNÉRATRICES SYNCHRONES

RÉSUMÉ

L'auteur fait quelques remarques concernant le choix des schémas d'excitation des génératrices synchrones à machines électriques rotatives à excitation en dérivation ou indépendante et apporte certaines observations critiques en ce qui concerne les indices servant à apprécier les performances des systèmes d'excitation.

Il présente ensuite les résultats des expériences effectuées, dans des conditions similaires, sur quatre schémas de structure différentes, mais utilisant des éléments composants identiques. L'analyse de ces résultats a permis de tirer des conclusions relatives aux performances de chacun des schémas expérimentés.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Excitatrice à excitation indépendante à flux forcé : *a*) par la mise en court-circuit de la résistance de l'enroulement d'excitation, et *b*) par l'introduction de l'enroulement en série.

Fig. 2. — Excitatrice à autoexcitation à flux forcé : *a*) par la mise en court-circuit de la résistance de l'enroulement d'excitation, et *b*) par l'introduction de l'enroulement en série.

Fig. 3. — Variation avec le temps de la tension aux bornes — U_b, du courant de charge I, du courant dans l'enroulement en série I_{sh} et de la tension d'excitation — U_e, en régime non saturé (*a*) et saturé (*b*) pour les schémas : 1. excitatrice à excitation indépendante à flux forcé par la mise en court-circuit de la résistance de l'enroulement d'excitation ; 2. excitatrice à excitation

indépendante à flux forcé par l'introduction de l'enroulement en série ; 3. excitatrice à excitation en dérivation à flux forcé par la mise en court-circuit de la résistance ; et 4. excitatrice à excitation en dérivation à flux forcé par l'introduction de l'enroulement en série.

Dans tous les cas, la valeur initiale de la tension aux bornes a été :

$$U_{b0} = 50 \text{ V}.$$

BIBLIOGRAFIE

1. К. Апетрей, *Быстроотзывчивость машин постоянного тока, работающих в схемах возбуждения синхронных генераторов.* Revue d'Electrotechnique et d'Énergétique **II**. *2*, 227—249 (1957).
2. V. N. Nedelcu, D. Cretu, C. Apetrei, *Determinarea vitezei de răspuns a excitatoarelor generatoarelor sincrone.* Electrotehnica, **V**, *2*, 49—58 (1957).
3. Thomas Keve, *Selbsterregte oder fremderregte Erregermaschinen in Regelungsanlagen?* Elektrotechn. Z. (ETZ-A), **79**, *18*, 632—635 (1598).
4. В. Т. Касианов, *Определение скорости нарастания напряжения возбудителей.* Сборник электросила, *9*, (1951).
5. Л. В. Розман, *Возбуждение гидрогетераторов по схеме без подвозбудителей.* Электричество, *10* (1956).
6. Л. В. Красильников, *Работа возбудителей синхронных генераторов по схеме самовозбуждения.* Электрические станции, *2*, 30—32 (1953).
7. И. А. Глебов, С. Ф Зонов, *Испытание опытной установки ионного возбуждения гидрогенераторов.* Электричество, *3*, 77—80 (1958).
8. Эттингер, *Опытная установка ионного возбуждения мощной гидростанции.* Электричество, *4*, 16 (1955).
9. Я. Н. Штрафун, М. С. Ростовцева, *Исследование систем автоматичекого возбуждения крупных турбогенераторов с полупроводниковыми силовыми выпрямителями.* Электричество, *8*, 37—41 (1958).
10. Архангельский, *Куйбышевская гидроэлектростанция.* Электричество, *8* (1957).
11. А. М. Берковский, *Новые системы возбуждения синхронных генераторов.* Электричество, *11*, 89 (1958).
12. Hans Junior, *Reglajul tensiunii marilor generatoare trifazate cu ajutorul amplificatoarelor magnetice.* AEG-Mitt. noiembrie-decembrie, 351—355 (1956).
13. Fritz Kummel, *Desexcitarea rapidă a mașinilor electrice cu ajutorul amplificatoarelor magnetice.* Elektrotechn. Z. (ETZ-A) (ed. A) *ETZ*-11 iulie, **77**, 492 (1956).

NOI CRITERII DE STABILITATE PENTRU SISTEMELE AUTOMATE NELINIARE *

DE

V. M. POPOV

INTRODUCERE

Prezenta lucrare se referă la stabilitatea sistemelor automate. Într-o lucrare anterioară [1] autorul a stabilit criterii care asigură stabilitatea asimptotică în mare a stării de echilibru a unor asemenea sisteme. Ulterior, pentru o anumită clasă de sisteme, au fost stabilite criterii mai generale în [2]. În aceeaşi lucrare s-a semnalat faptul că o generalizare analoagă este posibilă şi pentru o altă clasă de sisteme. Această generalizare este efectuată în lucrarea de faţă.

Întrucît metoda dezvoltată de autor în aceste lucrări este capabilă de a fi aplicată şi în alte probleme, prima parte a lucrării este consacrată prezentării metodei însăşi. Totuşi, această prezentare a metodei nu are ca scop să realizeze cel mai înalt grad de generalitate matematică posibilă, întrucît această sarcină ne-ar antrena prea departe de obiectivul principal al lucrării. S-a căutat să se adopte gradul de generalitate strict necesar pentru a putea prezenta ideea fundamentală a metodei, eliberată de circumstanţe accidentale relative la aplicaţia particulară considerată.

În a doua parte a lucrării, studiul se restrînge la sistemele automate neliniare şi se stabilesc criteriile care formează obiectul lucrării.

I. CONSIDERAŢII GENERALE

1. Se consideră ecuaţia diferenţială vectorială

$$\frac{dy}{dt} = f(y), \tag{1.1}$$

*) Lucrare prezentată la Colocviul internaţional de ecuaţii cu derivate parţiale, Bucureşti, 21 septembrie 1959.

unde y este un vector cu n dimensiuni, iar $f(y)$ este o funcție vector continuă cu n dimensiuni. Se presupune că

$$f(0) = 0 \tag{1.2}$$

și că sînt verificate de către funcția $f(y)$ condiții care asigură existența și unicitatea soluțiilor sistemului (1.1). Datorită condiției (1.2), sistemul (1.1) admite soluția banală $y = 0$.

1.1. Pentru ca soluția banală a sistemului (1.1) să fie asimptotic stabilă în mare [3]—[7] este necesar și suficient să existe trei funcții: $a(r)$, $b(r)$, și $c(r)$ definite, continue și strict crescătoare pentru $r \geqslant 0$ nule pentru $r = 0$, $a(r)$ verificînd în plus, condiția

$$\lim_{r \to \infty} a(r) = \infty, \tag{1.3}$$

astfel încît fiecare soluție $y(t)$ a sistemului (1.1) să verifice, oricare ar fi $t > 0$ inegalitatea*)

$$a(\|y(t)\|) + \int_0^t b(\|y(\tau)\|)\, d\tau < c(\|y(0)\|). \tag{1.4}$$

2. *Demonstrație* **2.1.** *Condiția este suficientă.* În adevăr, în condițiile lemei, soluția $y(t)$ verifică inegalitatea

$$a(\|y(t)\|) < c(\|y(0)\|). \tag{2.1}$$

Funcția $d(r) = a^{-1}(c(r))$ este definită, continuă și strict crescătoare pentru $r \geqslant 0$. În consecință, se deduce din (2.1)

$$\|y(t)\| < d(\|y(0)\|). \tag{2.2}$$

Prin urmare, soluția banală a sistemului (1.1) este simplu stabilă în mare (v.[7] teorema A. 1 și definiția următoare).

În condițiile lemei soluția $y(t)$ verifică de asemenea oricare ar fi $t > 0$ inegalitatea

$$\int_0^t b(\|y(\tau)\|)\, d\tau < c(\|y(0)\|). \tag{2.3}$$

Notînd

$$g(t) = \int_0^t b(\|y(\tau)\|)\, d\tau, \tag{2.4}$$

se observă că limita funcției $g(t)$ cînd t tinde la infinit există și este finită (întrucît $b(r) \geqslant 0$ și întrucît este îndeplinită pentru orice $t > 0$ inegalitatea (2.3)).

Se observă de asemenea că derivata

$$g'(t) = b(\|y(t)\|), \tag{2.5}$$

*) $\|y\|$ reprezintă norma vectorului y.

este uniform continuă pentru $t > 0$ (întrucît funcția $b(r)$ este continuă de r, $\|y(t)\|$ verifică inegalitatea (2.2) iar $\frac{dy}{dt}$ verifică (1.1) în care funcția $f(y)$ este continuă). În baza unei leme stabilite de I. Bărbălat în [8] se deduce

$$\lim_{t\to\infty} g'(t) = 0. \tag{2.6}$$

Utilizînd (2.5) și proprietățile funcției $b(r)$ se deduce în definitiv

$$\lim_{t\to\infty} \|y(t)\| = 0. \tag{2.7}$$

Cu alte cuvinte, soluția banală $y = 0$ este asimptotic stabilă în mare.

2.2. *Condiția este necesară.* În adevăr, dacă soluția banală a sistemului (1.1) este asimptotic stabilă în mare se poate construi o funcție Liapunov pozitiv definită $V(y)$ a cărei derivată în virtutea sistemului (1.1):

$$\frac{dV(y)}{dt} = \frac{\partial V}{\partial y} f(y) = -W(y), \tag{2.8}$$

este o funcție negativ definită. Mai mult, pot fi găsite trei funcții $a'(r)$, $b'(r)$ și $c'(r)$ avînd aceleași proprietăți ca și funcțiile $a(r)$, $b(r)$ și $c(r)$ care intervin în enunțul lemei, astfel încît să aibă loc inegalitățile

$$a'(\|y\|) < V(y) < c'(\|y\|), \tag{2.9}$$

$$W(y) > b'(\|y\|). \tag{2.10}$$

Pentru orice soluție $y(t)$ a sistemului (1.1) are loc egalitatea (v. (2.8)):

$$\frac{dV(y(\tau))}{d\tau} = -W(y(\tau)), \tag{2.11}$$

în care s-a înlocuit variabila t cu τ.

Integrînd relația (2.11) între 0 și t și utilizînd inegalitățile (2.9) și (2.10) se obține o inegalitate de tipul (1.4). Cu aceasta, demonstrația lemei 1.1 este terminată.

OBSERVAȚII

1. Demonstrația expusă mai sus furnizează totodată o metodă care dă posibilitatea să se stabilească o inegalitate de forma (1.4) cînd se cunoaște o funcție Liapunov pentru sistemul studiat. Există însă și alte posibilități de a stabili inegalități de forma (1.4).

Metoda obținerii de criterii de stabilitate cu ajutorul unei inegalități de forma (1.4) este, în principiu, echivalentă cu metoda a doua a lui Liapunov, întrucît fiind dat un sistem oarecare de tipul (1.1), a cărui soluție banală este asimptotic stabilă în mare, se poate — în principiu, construi atît o funcție Liapunov, cît și o inegalitate de forma (1.4).

Altfel stau lucrurile în ceea ce privește construirea efectivă a funcției Liapunov, respectiv, a unei inegalități de forma (1.4). Din demonstrația dată la punctul 2.2 rezultă că, dacă se cunoaște o funcție Liapunov pentru sistemul studiat se poate construi direct, fără a recurge la alte informații asupra sistemului, o inegalitate de forma (1.4). Reciproca nu este însă adevărată : dacă despre un sistem de tipul (1.1) nu se cunoaște decît faptul că soluțiile sistemului verifică o inegalitate de tipul (1.4) nu rezultă automat cunoașterea unei funcții Liapunov pentru sistemul studiat. O asemenea funcție nu poate fi construită decît indirect, folosind în mod esențial faptul că are loc proprietatea de stabilitate asimptotică și utilizînd un procedeu de construcție de tipul celor utilizate în teoria inversiunii metodei directe a lui Liapunov.

2. Metoda stabilirii de criterii de stabilitate cu ajutorul unei inegalități de forma (1.4) poate fi considerată — într-un anumit sens — ca o metodă inversă față de metoda directă a lui Liapunov. În timp ce în cazul celei de-a doua metode operația esențială este derivarea anumitor funcții *în virtutea sistemului studiat*, în cazul primei metode intervine integrarea anumitor funcționale în virtutea sistemului. Această observație poate servi la generalizarea lemei 1.1 permițînd construirea unei teorii a stabilității bazată pe inegalități de forma (1.4) după modelul teoriei metodei directe a lui Liapunov.

II. STABILITATEA SISTEMELOR AUTOMATE NELINIARE

3. Comportarea multor sisteme automate poate fi descrisă cu ajutorul unui sistem de ecuații diferențiale de forma următoare :

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bf(y), \tag{3.1}$$

$$y = Cx,$$

unde : x este un vector cu n dimensiuni,
y — un vector cu m dimensiuni,
A — o matrice reală cu n linii și coloane,
B — o matrice reală cu n linii și m coloane,
C — o matrice reală cu m linii și n coloane,
$f(y)$ — o funcție vectorială cu m componente f_i.

3.1. Se presupune că

3.1.1. Componenta f_i depinde numai de componenta corespunzătoare y_i a lui y cu alte cuvinte

$$f_i(y) = f_i(y_i). \tag{3.2}$$

3.1.2. Funcția $f(y)$ satisface condiții care asigură existența și unicitatea soluțiilor sistemului (3.1).

3.1.3.

$$f_i(0) = 0. \tag{3.3}$$

3.1.4. Părțile reale ale tuturor valorilor caracteristice ale matricei A sînt negative*).

3.2. *Teoremă.* Dacă pentru sistemul (3.1), în condițiile 3.1.1—3.1.4 se pot găsi trei matrici diagonale P, Q și R avînd proprietățile următoare:

3.2.1. Elementele diagonale p_i și r_i ale matricilor P, respectiv R, sînt pozitive.

3.2.2. Matricea hermitiană

$$H(\omega) = \frac{1}{2}(G(i\omega) + G^*(i\omega)), \tag{3.4}$$

unde

$$G(i\omega) = -(P + i\omega Q)\, C\,(i\omega E - A)^{-1} B + PR^{-1}, \tag{3.5}$$

iar $G^*(i\omega)$ este adjuncta matricei $G(i\omega)$, satisface condițiile lui Sylvester**) (este strict pozitiv definită) oricare ar fi numărul real ω.

3.2.3. Matricea simetrică

$$S = -\frac{1}{2}QCB - \frac{1}{2}(QCB)' + PR^{-1} \tag{3.6}$$

(în care $(QCB)'$ este transpusa matricei QCB) satisface condițiile lui Sylvester,

atunci soluția banală a sistemului (3.1) este asimptotic stabilă în mare oricare ar fi funcția $f(y)$ ale cărei componente $f_i(y_i)$ satisfac inegalitățile

$$0 \leqslant f_i(y_i) \cdot y_i \leqslant r_i y_i^2. \tag{3.7}$$

4. *Demonstrație.* Se va demonstra în prealabil următoarea propoziție:

Propoziția 4.1. Dacă sînt îndeplinite condițiile teoremei 3.1. atunci soluția banală a sistemului

$$\left.\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= Ax + BR'y, \\ y &= Cx, \end{aligned}\right\} \tag{4.1}$$

este asimptotic stabilă, oricare ar fi matricea diagonală R' ale cărei elemente r_i' satisfac inegalitățile

$$0 \leqslant r_i' \leqslant r_i \tag{4.2}$$

în care r_i sînt numerele care intervin în inegalitățile 3.7.

În adevăr, pentru $R' = 0$ condițiile (4.2) sînt îndeplinite și soluția banală a sistemului (4.1) este asimptotic stabilă (vezi condiția 3.1.4). Dacă propoziția 4.1 n-ar fi adevărată, atunci s-ar putea găsi o matrice R', satisfăcînd inegalitățile (4.2) și astfel încît ecuația caracteristică a sistemului (4.1) să aibă cel puțin o rădăcină cu partea reală ne-negativă. Întrucît

*) În [2] este studiat prin aceeași metodă un sistem avînd o matrice A cu unele valori caracteristice nule.

**) Toți minorii principali ai matricei $H(\omega)$ sînt pozitivi.

rădăcinile ecuației caracteristice sînt funcții continue de elementele matricei R' iar domeniul definit prin inegalitățile (4.2) este simplu conex,s-ar putea găsi, în acest caz, o matrice R' astfel încît inegalitățile (4.2) să fie satisfăcute și ecuația caracteristică să aibă cel puțin o rădăcină cu partea reală nulă. Sistemul (4.1) ar admite atunci cel puțin o soluție complexă de forma

$$x = x_0 e^{i\omega t} \quad (x_0 \neq 0), \tag{4.3}$$

$$y = y_0 e^{i\omega t} \quad (y_0 = Cx_0),$$

în care ω este un număr real oarecare, putînd fi și zero. Substituind (4.3) în (4.1) se obține

$$i\omega x_0 = A x_0 + BR' y_0, \tag{4.4}$$

sau (vezi condiția 3.1.4)*)

$$x_0 = (i\omega E_n - A)^{-1} BR' y_0. \tag{4.5}$$

A doua dintre ecuațiile (4.1) dă**)

$$(E_m - C(i\omega E_n - A)^{-1} BR') y_0 = 0. \tag{4.6}$$

Deci va avea loc egalitatea:***)

$$((P + i\omega Q)(E_m - C(i\omega E_n - A)^{-1} BR') y_0,\ R' y_0) = 0, \tag{4.7}$$

și de asemenea

$$(R' y_0,\ (P + i\omega Q)(E_m - C(i\omega E_n - A)^{-1} BR')\ y_0) = 0. \tag{4.8}$$

Semisuma egalităților (4.7) și (4.8) conduce la expresia

$$(R' y_0,\ P(E_m - R^{-1} R') y_0) + (R' y_0,\ H(\omega) R' y_0) = 0. \tag{4.9}$$

Însă, primul produs scalar este pozitiv sau nul pentru că matricea R' verifică inegalitățile (4.2). Cel de-al doilea produs scalar din (4.9) este pozitiv în virtutea condiției 3.2.3.

Se obține astfel o contradicție, care demonstrează propoziția 4.1.

În cele ce urmează va interveni sistemul următor:

$$\left.\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= Ax + BR'' y, \\ y &= Cx, \end{aligned}\right\} \tag{4.10}$$

---

*) E_n este matricea unitate cu n linii și coloane.

**) E_m este matricea unitate cu m linii și coloane.

***) Aici și în cele ce urmează, parantezele de forma (a, b) reprezintă produsul scalar al vectorilor a și b, de componente reale sau complexe, a_i și b_i definit prin relația : $(a, b) = \sum_{i=1}^{n} a_i \bar{b}_i$ în care $\bar{b}_i$ reprezintă mărimea conjugată complex mărimii b_i.

în care elementele r_i'' ale matricei diagonale R'' sînt definite prin relațiile:

$$r_i'' = \begin{cases} 0 & \text{dacă} \quad q_i \geqslant 0, \\ h_i & \text{dacă} \quad q_i < 0. \end{cases} \tag{4.11}$$

În virtutea propoziției 4.1 soluția banală a sistemului (4.10) este asimptotic stabilă. În baza unei teoreme bine cunoscute a lui Liapunov [3]—[7] se poate găsi o matrice simetrică M astfel încît forma patratică

$$V = (x, Mx), \tag{4.12}$$

să fie pozitiv definită iar derivata lui V în virtutea sistemului (4.10)

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{(4.10)} = 2\,(Ax + BR''\,Cx,\ Mx), \tag{4.13}$$

să verifice relația

$$2\,(Ax + BR''\,Cx,\ Mx) = -\,(x, x). \tag{4.14}$$

Derivata funcției V (4.12) în virtutea sistemului (3.1) are expresia (v. (4.14)):

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{(3.1)} = -\,(x, x) + 2\,(B\,(f\,(y) - R''\,y),\ Mx), \tag{4.15}$$

care va fi utilizată în cele ce urmează. Se observă că se poate găsi un număr pozitiv λ astfel încît să fie satisfăcută, pentru orice x inegalitatea

$$(x, Mx) > \lambda\,(x, x). \tag{4.16}$$

5. Se consideră expresia

$$\xi\,(T) = \xi_1\,(T) + \xi_2\,(T) + \xi_3\,(T), \tag{5.1}$$

în care

$$\xi_1\,(T) = \int_0^T \left(Q\,(f\,(\bar{y}) - R''\,\bar{y}),\ \frac{d\bar{y}}{dt}\right) dt, \tag{5.2}$$

$$\xi_2\,(T) = \int_0^T (Pf\,(\bar{y}),\ \bar{y} - R^{-1} f\,(\bar{y}))\,dt, \tag{5.3}$$

$$\xi_3\,(T) = 2\varepsilon_0 \int_0^T (B\,(f\,(\bar{y}) - R''\,\bar{y}),\ M\bar{x})\,dt, \tag{5.4}$$

Q, P, R, R'' și M sînt matricile introduse mai sus,
ε_0 este un număr pozitiv a cărui valoare va fi precizată la punctul 7,
$\bar{x}\,(t)$, $\bar{y}\,(t)$ este o soluție a sistemului studiat (3.1).

Se demonstrează cu uşurinţă că*)

$$\xi_1(T) = \sum_{i=1}^{m} q_i \int_{\bar{y}_i(0)}^{\bar{y}_i(T)} (f_i(y_i) - r_i'' y_i)\, dy_i \tag{5.5}$$

şi întrucît oricare ar fi $\bar{y}_i(T)$ are loc inegalitatea (v. şi (4.11))

$$q_i \int_0^{\bar{y}_i(T)} (f_i(y_i) - r_i'' y_i)\, dy_i \geqslant 0, \tag{5.6}$$

se obţine din (5.5) şi (5.6):

$$\xi_1(T) \geqslant -\sum_{i=1}^{m} q_i \int_0^{\bar{y}_i(0)} (f_i(y_i) - r_i'' y_i)\, dy_i \tag{5.7}$$

$$\geqslant -\frac{1}{2} \sum_{i=1}^{m} \max(|q_i| h_i) \cdot y_i^2(0),$$

ultima inegalitate fiind o consecinţă a condiţiilor (3.7) şi (4.11).

Recurgînd la condiţiile 3.2.1 şi (3.7) se găseşte de asemenea (v. (5.3))

$$\xi_2(T) \geqslant 0. \tag{5.8}$$

Utilizînd relaţiile (4.12) şi (4.15) se găseşte în sfîrşit (v. (5.4))

$$\xi_3(T) = \varepsilon_0 \int_0^T (\bar{x}, \bar{x})\, dt + \varepsilon_0(\bar{x}(T), M\bar{x}(T)) - \varepsilon_0(\bar{x}(0), M\bar{x}(0)). \tag{5.9}$$

Considerînd relaţiile (5.1), (5.7), (5.8) şi (5.9) şi inegalitatea (4.16) se obţine

$$\xi \geqslant \varepsilon_0 \int_0^T (\bar{x}, \bar{x})\, dt + \varepsilon_0 \lambda(\bar{x}(T), \bar{x}(T)) - \varepsilon_0(\bar{x}(0), M\bar{x}(o)) -$$

$$-\frac{1}{2} \sum_{i=1}^{m} \max(|q_i| h_i) \cdot y_i^2(0). \tag{5.10}$$

6. Se va stabili acum o altă inegalitate, verificată de către ξ. Fiind dat un număr pozitiv T, se consideră soluţia $\bar{\bar{x}}(t)$, $\bar{\bar{y}}(t)$ a sistemului (4.10) care verifică relaţiile

$$\begin{aligned} \bar{\bar{x}}(T) &= \bar{x}(T), \\ \bar{\bar{y}}(T) &= \bar{y}(T), \end{aligned} \tag{6.1}$$

$\bar{x}(t)$, $\bar{y}(t)$ fiind o soluţie a sistemului studiat (3.1).

*) Se utilizează relaţiile

$$\int_0^T \left(Q(f(\bar{y}) - R''\bar{y}), \frac{d\bar{y}}{dt}\right) dt = \sum_{i=1}^{m} q_i \int_0^T (f_i(\bar{y}_i) - r_i''\bar{y}_i) \frac{d\bar{y}_i}{dt}\, dt = \sum_{i=1}^{m} q_i \int_{y_i(0)}^{\bar{y}_i(T)} (f_i(y_i) - r_i'' y_i) dy_i.$$

$$\xi_1 T = \sum_{i=1}^{m} q_i \int_{\bar{y}_i(0)}^{\bar{y}_i(T)} (f_i(y_i) - r_i'' y_i)\, dy_i.$$

Fie $\hat{x}(t)$ și $\hat{y}(t)$ funcțiile definite prin relațiile

$$\hat{x}(t) = \begin{cases} \bar{x}(t) & \text{pentru } 0 \leqslant t \leqslant T, \\ \bar{\bar{x}}(t) & \text{pentru } t \geqslant T, \end{cases} \tag{6.2}$$

$$\hat{y}(t) = C\hat{x}(t). \tag{6.3}$$

Evident, aceste funcții reprezintă soluția sistemului

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bf_T(t), \tag{6.4}$$

$$y = Cx,$$

pentru condițiile inițiale

$$\hat{x}(0) = \bar{x}(0), \tag{6.5}$$

funcția $f_T(t)$ fiind definită prin relațiile

$$f_T(t) = \begin{cases} f(\hat{y}(t)) = f(\bar{y}(t)) & \text{pentru } 0 \leqslant t \leqslant T, \\ R''\hat{y}(t) = R''\bar{\bar{y}}(t) & \text{pentru } t \geqslant T. \end{cases} \tag{6.6}$$

Cu ajutorul relațiilor

$$-\int_0^T \left(QR''\bar{y}, \frac{d\bar{y}}{dt}\right) dt = \int_T^\infty \left(Qf_T(t), \frac{d\hat{y}}{dt}\right) dt + \frac{1}{2}(QR''\bar{\bar{y}}(0), \bar{\bar{y}}(0)), \tag{6.7}$$

$$\int_T^\infty (PR''\hat{y}, \hat{y} - R^{-1}R''\hat{y})\, dt \geqslant 0, \tag{6.8}$$

$$\int_T^\infty (B(f_T(\hat{y}(t)) - R''\hat{y}(t)), M\hat{x}(t))\, dt = 0. \tag{6.9}$$

Utilizînd și relațiile: (5.1), (5.2), (5.3), (5.4), (6.2), (6.3), (6.6) se obține inegalitatea

$$\xi(T) = \xi_a + \frac{1}{2}(QR''\bar{\bar{y}}(0), \bar{\bar{y}}(0)), \tag{6.10}$$

unde

$$\xi_a = \int_0^\infty \left(Qf_T(t), \frac{d\hat{y}}{dt}\right) dt + \int_0^\infty (Pf_T(t), \hat{y} - R^{-1}f_T(t))\, dt \tag{6.11}$$

$$+ 2\varepsilon_0 \int_0^\infty (B(f_T(t) - R''\hat{y}), M\hat{x})\, dt.$$

7. Expresia (6.11) poate fi calculată utilizînd o transformare Fourier și formula lui Parseval. Se remarcă, o dată pentru totdeauna, că atît convergența integralelor care vor fi folosite, cît și posibilitatea de a aplica

formula lui Parseval, sînt asigurate prin faptul că funcția $\hat{x}(t)$ (și o dată cu ea, toate celelalte funcții care vor interveni) verifică, pentru $t > T$ o inegalitate de forma

$$\|\hat{x}(t)\| < \alpha e^{-\beta t}, \quad \alpha > 0, \quad \beta > 0. \tag{7.1}$$

În adevăr, pentru $t > T$ funcția $\hat{x}(t)$ este o soluție a sistemului (4.8) a cărui soluție banală este asimptotic stabilă. Se vor considera transformatele

$$F_T(i\omega) = \int_0^\infty e^{-i\omega t} f_T(t)\, dt, \tag{7.2}$$

$$X(i\omega) = \int_0^\infty e^{-i\omega t} \hat{x}(t)\, dt. \tag{7.3}$$

Recurgînd la sistemul (6.4) se obține

$$i\omega X(i\omega) - x(0) = AX(i\omega) + BF_T(i\omega) \tag{7.4}$$

și deci (v. și 3.1.4.)

$$X(i\omega) = (i\omega E_n - A)^{-1} \bar{x}(0) + (i\omega E_n - A)^{-1} BF_T(i\omega). \tag{7.5}$$

Transformata analoagă a lui $\hat{y}(t)$ este

$$Y(i\omega) = CX(i\omega) \tag{7.6}$$

și transformata lui $\frac{d\hat{y}}{dt}$ *)

$$\mathfrak{F}\left(\frac{d\hat{y}(t)}{dt}\right) = i\omega Y(i\omega) - \bar{y}(0) = i\omega C(i\omega E_n - A)^{-1} BF_T(i\omega) + \\ + CA(i\omega E_n - A)^{-1} \bar{x}(0). \tag{7.7}$$

Aplicînd formula lui Parseval [9]—[10] fiecărui termen al expresiei (6.11) se obține

$$\int_0^\infty \left(Qf_T(t), \frac{d\hat{y}}{dt}\right) dt = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (QF_T(i\omega), i\omega C(i\omega E_n - A)^{-1} BF_T(i\omega))\, d\omega + \\ + \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (QF_T(i\omega), CA(i\omega E_n - A)^{-1} \bar{x}(0))\, d\omega \tag{7.8}$$

*) S-a utilizat relația
$(i\omega C(i\omega E_n - A)^{-1} - C)\bar{x}(0) = CA(i\omega E_n - A)^{-1} \bar{x}(0)$.

$$\int_0^\infty (Pf_T(t), \hat{y} - R^{-1} f_T(t))\, dt = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (PF_T(i\omega), (C(i\omega E_n - A)^{-1} B - $$

$$- R^{-1}) F_T(i\omega))\, d\omega + \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (PF_T(i\omega), C(i\omega E_n - A)^{-1}\bar{x}(0))\, d\omega \quad (7.9)$$

$$\varepsilon_0 \int_0^\infty (B(f_T(t) - R''\hat{y}), M\hat{x})\, dt = \frac{\varepsilon_0}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (BF_T(i\omega) - BR'' C(i\omega E_n -$$

$$- A)^{-1} BF_T(i\omega) - BR'' C(i\omega E_n - A)^{-1}\bar{x}(0),\ M(i\omega E_n - \quad (7.10)$$

$$- A)^{-1}(BF_T(i\omega) + \bar{x}(0)))\, d\omega.$$

Se pot scrie, de asemenea, trei relaţii care diferă de (7.8), (7.10) numai prin faptul că ordinea factorilor tuturor produselor scalare este permutată. Efectuînd semisuma expresiilor astfel obţinute se obţine expresia

$$\xi_a = -\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (F_T(i\omega), H(\omega) F_T(i\omega))\, d\omega +$$

$$+ \frac{\varepsilon_0}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (F_T(i\omega), K(\omega) F_T(i\omega))\, d\omega + \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (J(i\omega)\bar{x}(0), F_T(i\omega))\, d\omega +$$

$$+ \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (F_T(i\omega), J(i\omega)\bar{x}(0))\, d\omega - \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} (\bar{x}(0), L(\omega)\bar{x}(0))\, d\omega, \quad (7.11)$$

unde $H(\omega)$ are expresia (3.4) — (3.5), iar celelalte simboluri sînt definite prin relaţiile

$$K(i\omega) = K_1(i\omega) + K_1^*(i\omega), \quad (7.12)$$

$$J(i\omega) = \frac{1}{2}(QCA + PC + 2\varepsilon_0 \cdot B(E_2 - R'' C(i\omega E_n - A)^{-1} B))^* \cdot M - \quad (7.13)$$

$$- 2\varepsilon_0 (M(i\omega E_n - A)^{-1} B)^* BR'' C)(i\omega E_n - A)^{-1},$$

$$L(\omega) = L_1(i\omega) + L_1^*(i\omega), \quad (7.14)$$

în care

$$K_1(i\omega) = (B(E_m - R'' C(i\omega E_n - A)^{-1} B))^* M(i\omega E_n - A)^{-1} B, \quad (7.15)$$

$$L_1(i\omega) = \varepsilon_0 (BR'' C(i\omega E_n - A)^{-1})^* M(i\omega E_n - A)^{-1}. \quad (7.16)$$

Valorile proprii ale lui $H(\omega)$ sînt pozitive (v. 3.2.4) şi limitele acestor valori pentru $\omega \to \infty$ sînt de asemenea pozitive (v. 3.2.5). În consecinţă, se poate găsi un număr pozitiv α astfel încît

$$\int_{-\infty}^{\infty} (F_T(i\omega), H(\omega) F_T(i\omega))\, d\omega > \alpha \int_{-\infty}^{\infty} (F_T(i\omega), F_T(i\omega))\, d\omega. \quad (7.17)$$

Pe de altă parte (v. (7.12) și (7.13)) se poate găsi un număr pozitiv k astfel încît

$$\left|\int_{-\infty}^{\infty}(F_{\dot{T}}(i\omega), K(\omega)F_T(i\omega))\,d\omega\right| < k\int_{-\infty}^{\infty}F_T(i\omega), F_T(i\omega))\,d\omega. \tag{7.18}$$

Din (7.11), (7.17) și (7.18) se obține inegalitatea

$$\xi_a \leqslant -\frac{\alpha-\varepsilon_0 k}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}(F_T(i\omega), F_T(i\omega))\,d\omega + \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}(J(i\omega)\,\bar{x}(0), F_T(i\omega))\,d\omega +$$

$$+\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}(F_T(i\omega), J(i\omega)\,\bar{x}(0))\,d\omega - \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}(\bar{x}(0), L(\omega)\,\bar{x}(0))\,d\omega. \tag{7.19}$$

Numărul pozitiv ε_0 care a rămas pînă în prezent, nedeterminat va fi considerat egal cu valoarea

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{2}\frac{\alpha}{k}. \tag{7.20}$$

În acest caz se obține din (7.20) inegalitatea*)

$$\xi_a \leqslant -\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\left(\sqrt{\frac{\alpha}{2}}F_T(i\omega) - \sqrt{\frac{2}{\alpha}}J(i\omega)\bar{x}(0), \sqrt{\frac{\alpha}{2}}F_T(i\omega) - \right.$$

$$\left. -\sqrt{\frac{2}{\alpha}}J(i\omega)\,\bar{x}(0)\right)d\omega + \frac{1}{\alpha\pi}\int_{-\infty}^{\infty}(J(i\omega)\,\bar{x}(0), J(i\omega)\,\bar{x}(0))\,d\omega -$$

$$-\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}(\bar{x}(0), L(\omega)\,\bar{x}(0))\,d\omega. \tag{7.21}$$

8. Considerînd inegalitățile (5.10), (6.10) și (7.21) se obține

$$\varepsilon_0\lambda(\bar{x}(T), \bar{x}(T)) + \varepsilon_0\int_0^T(\bar{x}(t), \bar{x}(t))\,dt < N(\bar{x}(0)), \tag{8.1}$$

în care

$$N(\bar{x}(0)) = \varepsilon_0(\bar{x}(0), M\bar{x}(0)) + \frac{1}{2}\max(|q_i|h_i)(\bar{y}(0), \bar{y}(0)) -$$

$$-\frac{1}{2}(Q\,R''\,\bar{y}(0), \bar{y}(0)) + \frac{1}{\alpha\pi}\int_{-\infty}^{\infty}(J(i\omega)\bar{x}(0), J(i\omega)\,\bar{x}(0))\,d\omega -$$

$$-\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}(\bar{x}(0), L(\omega)\,\bar{x}(0))\,d\omega. \tag{8.2}$$

Întrucît $\bar{y}(0) = C\bar{x}(0)$ considerînd relațiile (7.14), (7.15) și (7.16) se vede că poate fi găsit un număr pozitiv μ astfel încît

$$N(\bar{x}(0)) < \mu\|\bar{x}(0)\|^2. \tag{8.3}$$

*) Utilizînd relațiile (7.12)—(7.16) se stabilește cu ușurință că integralele care intervin în (7.21) sînt convergente.

Este suficient să se considere inegalitățile (8.1) și (8.2) și să se aplice lema 1.1 pentru a termina demonstrația teoremei 3.1.

9. Comparație cu rezultatele obținute prin metoda directă a lui Liapunov. Criterii de stabilitate pentru sistemul (3.1) pot fi obținute prin următorul procedeu, care este în spiritul lucrărilor lui A. I. Lurie, A. M. Letov, I. G. Malkin și alții:

9.1. Se caută să se construiască pentru sistemul studiat o funcție Liapunov negativ definită, avînd forma următoare:

$$V = \frac{1}{2}(Nx, x) - \sum_{i=1}^{m} q_i \int_0^{y_i} f_i(y_i)\, dy_i = \frac{1}{2}(Nx, x) - \int_0^{y} (Qf(y),\ dy), \qquad (9.1)$$

ultima integrală nereprezentînd decît un mod mai condensat de a scrie suma integralelor care intervin în membrul central. În expresia (9.1) N reprezintă o matrice simetrică avînd valori proprii negative, iar Q reprezintă o matrice diagonală ale cărei elemente diagonale sînt egale cu q_i.

Derivata funcției V „în virtutea sistemului (3.1)" are expresia

$$\frac{dV}{dt} = (Nx,\ Ax + Bf(y)) - (Qf(y),\ CAx + CBf(y)). \qquad (9.2)$$

Se consideră funcția

$$W_1 = (Nx, Ax + BR'y) - (QR'y, CAx + CBR'y) + (PR'y, y - Cx). \quad (9.3)$$

Să presupunem că s-a găsit o matrice R verificînd condiția 3.2.1 și astfel încît (9.3) să fie o formă patratică pozitiv definită de variabilele x și y oricare ar fi matricea diagonală R' ale cărei elemente satisfac inegalitățile (4.2). Derivata (9.2) este în acest caz pozitivă pentru orice $x \neq 0$ pentru $y = Cx$ și pentru orice funcție $f(y)$ care verifică inegalitățile (3.7) și condițiile 3.1.1—3.1.3.

Dacă, în plus, funcția (9.1) este infinit mare [5]—[7] soluția banală a sistemului (3.1) este asimptotic stabilă în mare.

9.2. Se va demonstra că condițiile teoremei 3.1 sînt necesare pentru posibilitatea principială de a construi o funcție V avînd proprietățile descrise mai sus.

În adevăr, afirmația din condiția 3.2.1 referitoare la elementele r_i este verificată prin ipoteză.

Alături de funcția W_1 (9.3) se consideră forma patratică

$$W = \frac{1}{2}(W_1 + W_2), \qquad (9.4)$$

în care W_2 este o formă patratică a cărei expresie este egală cu expresia (9.3) a lui W_1 însă ordinea factorilor care intervin în produsele scalare ale lui (9.3) fiind inversată. Matricea formei patratice (9.4) este reală. Această formă, trebuind să fie pozitiv definită pentru toate valorile reale ale variabilelor x și y ea va fi în mod necesar pozitiv definită pentru

toate valorile complexe ale acestor variabile. Se consideră $R' = R$ şi valorile x^1 şi y^1 legate prin relaţia

$$Ax^1 + BRy^1 = i\omega x^1 \tag{9.5}$$

în care ω este un număr real oarecare. Pentru aceste valori se verifică uşor că suma dintre primul produs scalar din expresia (9.3) a lui W_1 şi produsul corespunzător (cu ordinea factorilor permutată) din expresia lui W_2 este nulă. Eliminînd în expresia (9.4) variabila x^1 cu ajutorul formulei (9.5) se obţine o formă pătratică în y^1 care trebuie să fie pozitiv definită şi a cărei matrice este egală cu $H(\omega)$ (v. (3.4)—(3.5)). Se obţine astfel condiţia necesară (3.2).

Considerînd forma patratică (9.4) pentru $x = 0$ se obţine o formă patratică în y a cărei matrice este egală cu S (v. 3.6). Întrucît această formă patratică trebuie să fie pozitiv definită, se obţine condiţia 3.2.9.

Rămîne de demonstrat necesitatea afirmaţiei din condiţia 3.2.1 referitoare la elementele p_i. Dacă această afirmaţie nu este adevărată, atunci există un număr întreg j astfel încît

$$p_j \leqslant 0. \tag{9.6}$$

Dacă $p_j < 0$ expresia (9.3) este negativă pentru

$$x = 0$$

$$y_i = \begin{cases} 0 & \text{pentru orice } i \neq j \quad (9.7) \\ \neq 0 & \text{pentru } \quad i = j \quad (9.8) \end{cases}$$

şi pentru o matrice R' cu elementele suficient de mici.

Dacă $p_j = 0$ forma patratică a cărei matrice este $H(\omega)$ (v. (3.4)—(3.5)) este egală cu zero pentru $\omega = 0$ şi un vector y satisfăcînd condiţiile (9.8). Este contrazisă astfel condiţia 3.2.2 a cărei necesitate a fost demonstrată mai sus. Condiţiile suficiente care intervin în teorema 3.1 sînt deci necesare pentru a putea aplica metoda descrisă la punctul 9.1.

9.3. *Observaţii.* **1.** În [2] se studiază un sistem analog sistemului (3.1) matricea A avînd şi valori caracteristice nule. Se obţine o teoremă analoagă teoremei 3.1 Se demonstrează că criteriile astfel obţinute sînt cele mai bune criterii care ar putea fi obţinute cu ajutorul unor funcţii Liapunov de forma (9.1).

2. Se poate formula cu uşurinţă teorema 3.1 pentru cazul particular al unei singure funcţii neliniare. În acest caz, $m = 1$. Teorema astfel obţinută generalizează rezultatele mai restrictive obţinute anterior de către autor.

CONCLUZII

Rezultatele obţinute în prezenta lucrare împreună cu rezultatele obţinute anterior [2] generalizează şi înlocuiesc complet conţinutul lucrării [1].

Şi aici, ca şi în lucrările anterioare, criteriile au fost exprimate oarecum în formă brută. Se remarcă faptul că aceste criterii pot fi prelucrate în vederea obţinerii unor metode inginereşti eficace de calcul. Întrucît însă această prelucrare depăşeşte cercul de idei al prezentului articol, ea se va efectua într-o lucrare ulterioară.

НОВЫЕ КРИТЕРИИ УСТОЙЧИВОСТИ ДЛЯ НЕЛИНЕЙНЫХ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

РЕЗЮМЕ

В первой части работы рассматриваются векторные системы обыкновенных дифференциальных уравнений вида:

$$\frac{dy}{dt} = f(y);$$

допуская банальное решение $y = 0$.

Дальше устанавливается неравенство, выполнение которого равноценно условию, чтобы банальное решение изучаемой системы было бы асимптотически устойчиво в целом (лемма 1.1.).

На основании этого результата рассматривается, во второй части этой работы, устойчивость состояния равновесия класса автоматических систем. Автор показывает, что полученные критерии исчерпывают возможности, предоставленные определенным способом построения функции Ляпунова для изучаемой системы, описываемым в настоящей работе.

NOUVEAUX CRITÉRIUMS DE STABILITÉ POUR LES SYSTÈMES AUTOMATIQUES NON LINÉAIRES

RÉSUMÉ

Dans la première partie du travail l'auteur considère les systèmes vectoriels d'équations différentielles ordinaires de la forme :

$$\frac{dy}{dt} = f(y)$$

admettant la solution banale $y = 0$.

Il établit une inégalité à laquelle on ne peut satisfaire qu'à la condition que la solution banale du système étudié soit asymptotiquement stable, en grand.

En vertu de ce résultat, l'auteur étudie, dans la seconde partie du travail, la stabilité de l'état d'équilibre d'une classe de systèmes automatiques. Il montre que les critériums obtenus épuisent les possibilités offertes par un certain procédé — décrit dans le travail — pour la construction de certaines fonctions de Liapounov pour le système étudié.

BIBLIOGRAFIE

1. V. M. Popov, *Criterii de stabilitate, pentru sistemele neliniare de reglare automată, bazate pe utilizarea transformatei Laplace.* Studii şi cercetări de energetică, **IX**, *1*, 119—135 (1959).
2. V. M. Popov, *Criterii suficiente de stabilitate asimptotică în mare pentru sistemele automate neliniare cu mai multe organe de execuţie.* Studii şi cercetări de energetică, **IX**, *4*, (1959).
3. А. М. Ляпунов, *Общая задача об устойчивости движения.* Гостехиздат, Москва, 1950.
4. И. Г. Малкин, *Теория устойчивости движения.* Гостехиздат, Москва, 1952.
5. Е. А. Барбашин и Н. Н. Красовскии, *Об устойчивости движения в целом.* ДАН СССР, **LXXXVI**, *3*, 453—57 (1952).
6. A. Halanay, *Introducere în teoria calitativă a ecuaţiilor diferenţiale.* Bucureşti, Ed. tehnică, 1956.
7. W. Hahn, *Theorie und Anwendung der direkten Methode von Ljapunov.* Springer-Berlin, 1959.
8. I. Barbalat, *Systèmes d'équations différentielles d'oscillations non linéaires.* Revue de mathématiques pures et appliquées, **IV**, *2*, 267—270 (1959).
9. S. Bochner, *Vorlesungen über Fouriersche Integrale.* New York, Chelsea Publishing Company, 1948.
10. G. Doetsch, *Handbuch der Laplace-Transformation I.* Birkhäuser, Basel, 1950.
11. А. И. Лурие, *Некоторые нелинейные задачи теории автоматического регулирования.* Гостехиздат, Москва, 1951.
12. А. М. Летов, *Устойчивость нелинейных регулируемых систем.* Гостехиздат, Москва, 1955.
13. И. Г. Малкин, *К теории устойчивости регулируемых систем.* Прикладная математика и механика, **XV**, вып. I, 1951.

INFLUENŢA SARCINII ASUPRA FUNCŢIONĂRII AMPLIFICATORULUI SENSIBIL LA FAZĂ DE CURENT ALTERNATIV*)

DE

D. N. NESTORESCU

Într-o lucrare anterioară [2] am arătat în ce condiţii poate fi îmbunătăţită funcţionarea amplificatoarelor sensibile la fază de curent alternativ existente. S-a arătat că pentru micşorarea distorsiunilor şi pentru îmbunătăţirea factorului de amplificare în putere (raportul dintre puterea activă în sarcină şi puterea activă pe grilă **), prost al montajelor cunoscute pînă acum, s-a propus un montaj în contratimp cu rezistenţă pe grilă, a cărei valoare era aleasă astfel ca tensiunea dintre grilă şi catod să nu depăşească nivelul zero, oricare ar fi tensiunea semnalului.

Montajul propus era cel din figura 1.

În acest montaj presupunem înfăşurările de transformator simetrice, astfel că $L_{11} = L_{12} = L_{13} = L_{14} = L_1$; $L_{21} = L_{22} = L_{23} = L_{24} = L_2$. De asemenea, tuburile fiind presupuse identice, urmează că $R_{i1} = R_{i2} = R'_{i1} = R'_{i2} = R_i$.

Atunci ecuaţiile lui Kirchoff se vor scrie

$$\text{Bucla } [ABDEA] \equiv L_1 \frac{di_1}{dt} + M \frac{d(i_{3t} + i_{4t})}{dt} + L_1 \frac{di_4}{dt} + M \frac{d(i_{1t} + i_{2t})}{dt} = e, \qquad (1)$$

$$\text{Bucla } [ACDA] \equiv M \frac{d(i_{3t} + i_{4t})}{dt} + L_1 \frac{di_1}{dt} - L_1 \frac{di_3}{dt} - M \frac{d(i_{1t} + i_{2t})}{dt} + Z_s i_s = 0, \qquad (2)$$

$$\text{Bucla } [BCDB] \equiv M \frac{d(i_{3t} + i_{4t})}{dt} + L_1 \frac{d(i_2 - i_4)}{dt} - M \frac{d(i_{1t} + i_{2t})}{dt} + Z_s i_s = 0, \qquad (3)$$

$$\text{Nodul } [A] \equiv i_1 + i_3 = i, \qquad (4)$$

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 23 ianuarie 1959.

**) S-a întrebuinţat termenul de factor de amplificare în putere şi nu randament pentru a face distincţie de randamentul tuburilor care este mai prost.

Nodul $[C]$ $\equiv i_s = i_1 - i_4$, (5)

Nodul $[D]$ $\equiv i_s = i_2 - i_3$, (6)

Bucla $[2]$ $\equiv M \frac{d(i_1 + i_2)}{dt} - L_2 \frac{d(i_{1t} + i_{2t})}{dt} = e_{a_2}$, (7)

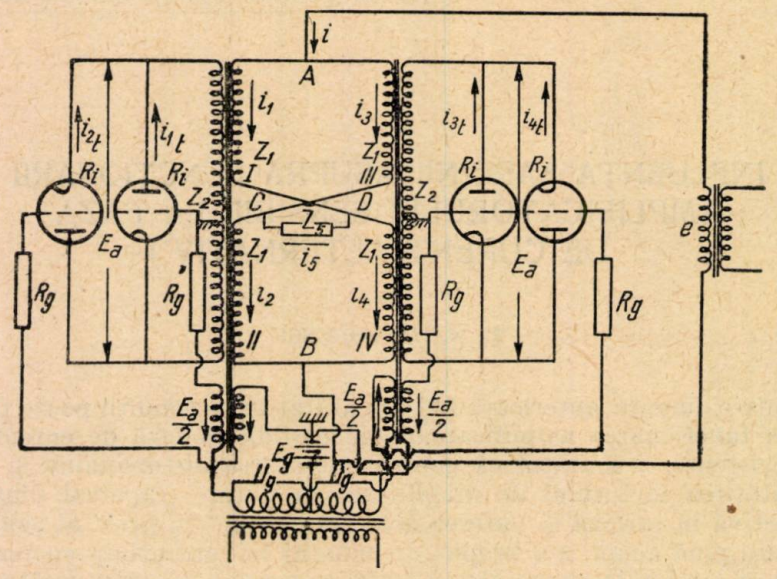


Fig. 1. — Schema amplificatorului de curent alternativ sensibil la fază, propusă de autor.

Bucla $[I]$ $\equiv M \frac{d(i_3 + i_4)}{dt} - L_2 \frac{d(i_{3t} + i_{4t})}{dt} = e_{a_1}$, (8)

în care Z_s este un operator al impedanței de sarcină.

Aplicînd calculul operațional, vom gsăsi

Bucla $[ACBEA] \equiv L_1 p \bar{I}_1 - L_1 I_{10} + Mp(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t}) - M(I_{3t0} + I_{4t0}) +$ (1′)
$+ L_1 p \bar{I}_4 - L_1 I_{40} + M_p(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t}) - M(I_{1t0} + I_{2t0}) = \bar{E}$;

Bucla $[ACDA] \equiv M_p(\bar{I}_3 + \bar{I}_4) - M(I_{3t0} + I_{4t0}) + L_1 p \bar{I}_1 - L_1 I_{10} -$
$- L_1 p \bar{I}_3 + L_1 I_{30} - Mp(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t}) + M(I_{1t0} + I_{2t0}) + Z_s(p)\bar{I}_s - Z_s'(p) I_{s0} = 0$; (2′)

Bucla $[BCDB] \equiv Mp(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t}) - M(I_{3t0} + I_{4t0}) + L_1 p \bar{I}_2 - L_1 I_{20} +$
$+ L_1 I_{40} - L_1 p \bar{I}_4 - Mp(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t}) + M(I_{1t0} + I_{2t0}) + Z_s(p)\bar{I}_s -$
$- Z_s'(p) I_{s0} = 0$; (3′)

Nodul $[A]$ $\equiv \bar{I}_1 + \bar{I}_3 = \bar{I}$; (4′)

Nodul $[C]$ $\equiv \bar{I}_s = \bar{I}_1 - \bar{I}_4$; (5′)

$$\text{Nodul } [D] \quad \equiv \quad \bar{I}_s = \bar{I}_2 - \bar{I}_3 ; \tag{6'}$$

$$\text{Bucla } [2] \quad \equiv \quad Mp\,\bar{I}_2 - MI_{20} + Mp\,\bar{I}_1 - MI_{10} - L_2\,p\,(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t}) +$$

$$+ L_2\,(I_{1t0} + I_{2t0}) = \bar{E}_{a_2} \tag{7'}$$

$$\text{Bucla } [I] \quad \equiv \quad Mp\,(\bar{I}_3 + \bar{I}_4) - M\,(I_{30} + I_{40}) - L_2 p\,(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t}) + L_2\,(I_{3t0} +$$

$$+ I_{4t0}) = \bar{E}_{a_1} . \tag{8'}$$

În relațiile de mai sus, literele cu bară reprezintă imaginea diferitelor variabile, după ce s-a efectuat transformata Laplace. $Z_s\,(p)$ reprezintă impedanța de sarcină operațională, iar $Z_s'\,(p)$ reprezintă coeficientul funcție de p al valorii curentului de sarcină în originea de timp aleasă pentru fiecare combinație a parametrilor de sarcină.

După unele calcule simple se obține

$$Z_s\,(p)\,\bar{I}_s - Z_s'\,(p)\,I_{s0} + L_1\,p\,\bar{I}_s - L_1\,I_{s0} = Mp\,(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t}) - M\,(I_{1t0} + I_{2t0}) -$$

$$- Mp\,(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t}) + M\,(I_{3t0} + I_{4t0}) . \tag{9}$$

Considerînd impedanța de sarcină în orice combinație ar fi, mult mai mare ca impedanța înfășurărilor, caz întîlnit în practică, obținem

$$\bar{I}_s = \frac{M_p\,(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t}) - M\,(I_{1t0} + I_{2t0}) - M_p\,(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t}) + M\,(I_{3t0} + I_{4t0})}{Z_s\,(p)} + \frac{Z_s'\,(p)\,I_{s0}}{Z_s\,(p)} \tag{9'}$$

Mai departe

$$\bar{I}_1 = \frac{M_p\,(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t}) - M\,(I_{1t0} + I_{2t0}) - M_p\,(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t})}{2Z_s\,(p)} +$$

$$+ \frac{M\,(I_{3t0} + I_{4t0}) + Z_s'\,(p)\,I_{s0}}{2\,Z_s\,(p)} - \frac{M\,(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t})}{2L_1} - \frac{I_{s0}}{p} + \frac{M\,(I_{3t0} + I_{4t0})}{2p\,L_1} -$$

$$- \frac{M\,(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t})}{2\,L_1} + \frac{M\,(I_{1t0} + I_{2t0})}{2\,pL_1} + \frac{\bar{E}}{2p\,L_1} + \frac{I_{10}}{p} , \tag{10}$$

$$\bar{I}_1 = \bar{I}_2 , \tag{11}$$

$$\bar{I}_3 = \bar{I}_4 . \tag{12}$$

Formula (10) se mai poate scrie

$$\bar{I}_1 = \frac{pL_1\,Mp\,(\bar{I}_{1t} + \bar{I}_{2t}) - pL_1\,M\,(I_{1t0} + I_{2t0}) - pL_1\,Mp\,(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t})}{2Z_s\,(p)\,pL_1} +$$

$$+ \frac{pL_1 M\,(I_{3t0} + I_{4t0})}{2Z_s\,(p)\,pL_1} + \frac{pL_1\,Z_s'(p)\,I_{s0} - Z_s\,(p)\,Mp\,(\bar{I}_{3t} + \bar{I}_{4t})}{2Z_s\,(p)\,pL_1} +$$

$$+\frac{MZ_s(p)(I_{3t0}+I_{4t0})-MpZ_s(p)(\bar{I}_{1t}+\bar{I}_{2t})+MZ_s(p)(I_{1t0}+I_{2t0})}{2Z_s(p)pL_1}+$$

$$+\frac{\bar{E}Z_s(p)+L_1Z_s(p)(I_{10}-I_{20})}{2Z_s(p)pL_1}. \qquad (10')$$

Numărătorul părții drepte din expresia (10′) se poate descompune în două părți : prima parte care nu conține în factor pe $Z_s(p)$ și o a doua care-l conține. Rădăcinile numitorului expresiei (10′) sînt $p=0$ și cele ale lui $Z_s(p)$. Partea exponențială este dată deci numai de rădăcinile lui $Z_s(p)$. Dar la trecerea în real, singurii termeni care au parte exponențială sînt cei care nu au pe Z_s în factor. Cum Z_s este considerat mult mai mare ca reactanțele transformatorului în punte, termenul cu parte exponențială deci se poate neglija.

Deci

$$\bar{I}_2=\bar{I}_1=\frac{I_{s0}}{p}-\frac{M}{2L_1}(\bar{I}_{3t}+\bar{I}_{4t})+\frac{M(I_{3t0}+I_{4t0})}{2L_1p}-\frac{M(\bar{I}_{1t}+\bar{I}_{2t})}{2L_1}+$$

$$+\frac{M(I_{1t0}+I_{2t0})}{2L_1p}+\frac{I_{10}}{p}-\frac{\bar{E}}{2pL_1}, \qquad (10'')$$

$$\bar{E}_{a_2}=Mp(\bar{I}_1+\bar{I}_2)-M(I_{10}+I_{20})-L_2p(\bar{I}_{1t}+\bar{I}_{2t})-L_2(I_{1t0}+I_{2t0}). \qquad (12')$$

Introducînd pe $\bar{I}_1$ și $\bar{I}_2$ din relațiile (10) și (11), urmează

$$\bar{E}_{a_2}=M\left[\frac{\bar{E}}{L_1}-\frac{Mp(\bar{I}_{3t}+\bar{I}_{4t}+\bar{I}_{1t}+\bar{I}_{2t})-M(I_{1t0}+I_{2t0}+I_{3t0}+I_{4t0})}{L_1}-\frac{2L_1I_{10}}{M}+\right.$$

$$\left.+\frac{2L_1I_{s0}}{M}\right]-M(I_{10}+I_{20})-L_2p(\bar{I}_{1t}+\bar{I}_{2t})+L_2(I_{1t0}+I_{2t0}). \qquad (12'')$$

În mod analog

$$\bar{E}_{a_1}=M\left[\frac{\bar{E}}{L_1}-\frac{Mp(\bar{I}_{1t}+\bar{I}_{2t}+\bar{I}_{3t}+\bar{I}_{4t})-M(I_{1t0}+I_{2t0}+I_{3t0}+I_{4t0})}{L_1}-\right.$$

$$\left.-\frac{2L_1I_{s0}}{M}+\frac{2L_1I_{s0}}{M}\right]-M(I_{30}+I_{40})-L_2p(\bar{I}_{3t}+\bar{I}_{4t})+L_2(I_{3t0}+I_{4t0}). \qquad (12''')$$

Ecuațiile imagine sînt valabile pe porțiuni și anume : dacă notăm cu θ_2 și θ_4 așa cum s-a mai notat [2], unghiurile de deschidere și de închidere ale curentului (adică acel unghi pentru care avem $e_a+\mu U_g-\mu E_g=0$ și cu θ_1 și θ_3 unghiurile între care tensiunea de grilă are valoarea zero ($-E_g+U_g=0$) atunci vom considera 5 domenii : între 0 și θ_2, între θ_2 și θ_1, între θ_1 și θ_3, între θ_3 și θ_4 și între θ_4 și π (vom vedea cum se pot

calcula cu aproximație unghiurile θ_2 și θ_4); pentru fiecare din aceste domenii, ecuațiile de mai sus rămîn perfect valabile cu singura deosebire că se schimbă valorile inițiale ale diferiților curenți.

Ceea ce interesează în mod deosebit este fenomenul tranzitoriu. Pentru cercetarea acestui fenomen, observăm că e fiind o mărime sinusoidală transformata lui va fi $\overline{E} = \frac{E\omega}{p^2 + \omega^2}$. De asemenea, cum $i_t = \frac{e_a + \mu U_g - \mu E_g}{R_i}$ urmează că $\overline{I}_t = \frac{1}{R_i}(\overline{E}_a - \mu\overline{E}_g + \mu\overline{U}_g)$. Deoarece e_a se poate descompune într-o sumă de armonice, urmează că $\overline{E}_a = \sum_{i=1}^{n} \frac{E_{a_i}\, i\omega}{p^2 + (i\omega)^2}$. Din relațiile (12″) și (12‴) se observă că $\overline{E}_{a_1}$ și $\overline{E}_{a_2}$ au aceleași expresii pe domenii echivalente (în care i_{1t}, i_{2t} sînt aceleași cu i_{3t}, i_{4t}). De aceea concluziile ce se trag pentru e_{a_1} sînt valabile și pentru e_{a_2}. Pentru că $\overline{E}_g = \frac{E_g}{p}$, iar $\overline{U}_g = \frac{U_g\,\omega}{p^2 + \omega^2}$ urmează că rădăcinile numitorului ecuației (12″) sau (12‴) sînt sau $p = 0$ sau $p = \pm j\omega$ și $p = \pm ji\omega$ adică nu avem nici o rădăcină reală diferită de zero și prin urmare în soluția lui $e_a(t)$ nu intervine nici un termen exponențial, deci fenomenul exponențial este practic nul.

Interesează de asemenea fenomenul tranzitoriu al mărimii de ieșire $i_s(t)$. Din expresia (9′) rezultă că numitorul acestei expresii va avea în afara rădăcinilor $p = \pm j\omega$ și rădăcinile numărătorului lui $Z_s(p)$. După cum se poate constata ușor oricare va fi combinația parametrilor ce constituie impedanța de sarcină, rădăcinile numărătorului lui $Z_s(p)$ nu pot fi decît $p = 0$ sau $p = -\alpha \pm j\beta$ în care α are diferite valori după diferitele combinații ale acestor parametri, de exemplu, pentru o rezistență în serie cu o inductanță $\alpha = \frac{R_s}{L_s}$ ($\beta = 0$). Aceeași valoare pentru α rezultă din rădăcina numărătorului ecuației ce reprezintă impedanța de sarcină operațională formată dintr-o rezistență în serie cu o inductanță, totul în paralel pe o capacitate. În cazul unei rezistențe în serie cu o capacitate și o inductanță, numărătorul ecuației ce reprezintă impedanța operațională de sarcină are pe $\alpha = \frac{R_s}{2L_s}$.

Pe noi ne interesează regimul tranzitoriu la trecerea dintre două domenii mai sus arătate. În cele mai multe cazuri $\frac{R_s}{L_s} \ll \frac{1}{t_i}$ în care t_i este timpul corespunzător diferitelor unghiuri de demarcație a domeniilor.

Cum soluția în timp a sistemului de ecuații diferențiale (1) ÷ (8) datorită lui α este de forma $K(t)\, e^{-\alpha t}$ urmează că $e^{-\alpha t} \approx 1$ rămînînd astfel în considerare numai soluția $K(t)$. Trebuie apoi de remarcat că pe măsură ce raportul dintre $\frac{R_s}{L_s}$ crește, pe aceeași măsură scade coeficientul lui $K(t)$. Dacă luăm cel mai defavorabil caz cînd $\frac{R_s}{L_s\,\omega} = 1$ (ω fiind pulsa-

ția tensiunii e la borne) și dacă considerăm $t_i = \frac{T}{6}$ (T fiind perioada aceleiași tensiuni), urmează $e^{-\alpha t_i} = 0{,}8$. În același timp coeficientul lui $K(t)$ scade la 0,7 din valoarea pe care o are dacă $R_s = L_s\,\omega$. Astfel că valoarea coeficientului lui $K(t)$ față de coeficienții altor termeni din soluția $i_s(t)$ va fi între 70% la $t = 0$ și 55% la $t = t_i$, deci scăderea relativă va fi mai mică. În cazul că sarcina este constituită din mai multe impedanțe în serie, procesul tranzitoriu este suma proceselor tranzitorii date de fiecare impedanță. De cele mai multe ori, în acest caz, numai la o singură impedanță raportul $\frac{R_s}{L_s\,\omega}$ este mai mare și atunci se va lua în considerație numai procesul tranzitoriu dat de acea impedanță. În general, după cum am văzut, putem considera că fenomenul tranzitoriu de trecere de la o zonă la alta este neglijabil într-o primă aproximație și în proiectare nu vom ține seama de el. Accentuăm că în cele de mai sus a fost vorba de procesul tranzitoriu de trecere prin diferitele zone ce corespund diferitelor porțiuni ale perioadei de conducere a tuburilor sau în momentul de deschidere sau închidere a lor și nu de procesul tranzitoriu datorit apariției perturbației care depinde de raportul $\frac{R_s}{X_s}$ în care R_s și X_s sînt rezistența și reactanța echivalentă serie de sarcină.

O dată aceste lucruri precizate, putem să vedem care sînt cu aproximație forma și mărimea tensiunii care se aplică tuburilor. După cum am văzut, procesul tranzitoriu la bornele tuburilor este neglijabil, astfel că vom considera cu bună aproximație că trecerea de la un domeniu la altul se va face fără o trecere tranzitorie.

Din figura 2 dacă considerăm caracteristica tuburilor liniară, urmează că dacă tuburile T_1 și T_2 conduc, tensiunea

$$u_{AC1} = e\,\frac{4\,R_i\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2}{Z_s + 8\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i}, \tag{13}$$

iar dacă conduc tuburile T_1' și T_2' atunci

$$u_{AC2} = e\,\frac{4\,R_i\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 + Z_s}{Z_s + 8\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i}, \tag{14}$$

în care R_i este rezistența internă a tuburilor și Z_s operatorul impedanței de sarcină.

Tensiunile U_{BD} vor avea în aceleași timp aceleași valori, deci $e_{a_1} = 2\,u_{AC}$.

Așa că tensiunea e_{a1} între unghiurile $\theta_2 \div \theta_4$ și $\pi + \theta_2 \div \pi + \theta_4$ va fi cea dată de expresia (13), iar între $0 \div \theta_2$; $\theta_4 \div \pi$; $\pi \div \pi + \theta_2$;

$\pi + \theta_4 \div 2\pi$ va fi cea dată de expresia (14). Tensiunea e_{a2} va lua în același timp valoarea dată de expresia (13) între $0 \div \theta_2$; $\theta_4 \div \pi$; $\pi \div \pi + \theta_2$; $\pi + \theta_4 \div 2\pi$, iar valoarea dată de expresia (14) între $\theta_2 \div \theta_4$; $\pi + \theta_2 \div \div \pi + \theta_4$.

Dacă în expresiile (13) și (14) vom face transformata Laplace utilizînd impedantele operaționale, vom avea

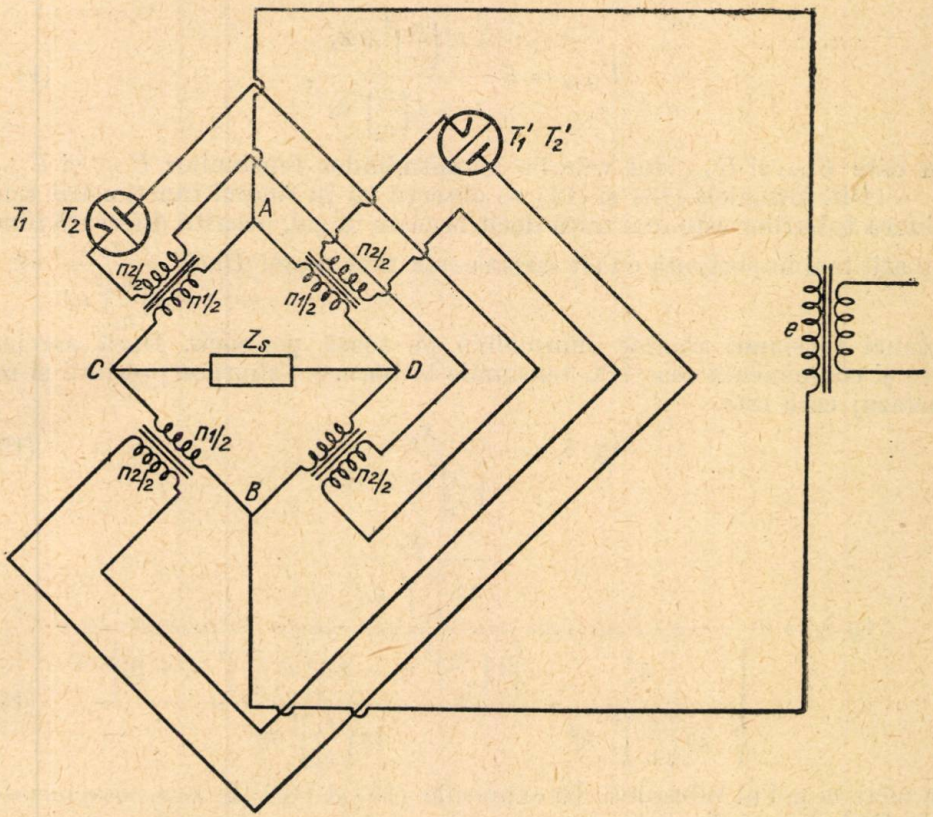


Fig. 2. — Schema de principiu a amplificatorului în punte.

$$\bar{U}_{AC1} = \bar{E} \frac{4 R_i \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2}{Z_s(p) + 8 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i}, \tag{13'}$$

$$\bar{U}_{AC2} = \bar{E} \frac{4 R_i \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 + Z_s(p)}{Z_s(p) + 8 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 . R_i}. \tag{14'}$$

Rezolvînd aceste ecuații, ținînd seama de cele stabilite mai sus, găsim

$$U_{ACf} = E \frac{4 R_i \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2}{Z_s + 8 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i}, \tag{13''}$$

$$U_{ACg} = E \frac{4 R_i \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 + Z_s}{Z_s + 8 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i}, \tag{14''}$$

în care U_{ACf} și U_{ACg} sînt valorile amplitudinilor tensiunilor U_{ACf} și U_{ACg}.

Din formulele (13) și (14) se observă că în timpul funcționării tensiunea tuburilor este mai mică decît la mers în gol, această diferență fiind cu atît mai importantă cu cît sarcina este mai mare. Dacă $\frac{Z_s}{4 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i} \ll 1$ atunci tensiunea rămîne sinusoidală pe toată perioada. Dacă sarcina are și componentă reactivă, tensiunile la bornele tuburilor prezintă și un defazaj care este

$$\operatorname{tg} \delta_f = \frac{X_s}{8 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i + R_s}, \tag{15}$$

$$\operatorname{tg} \delta_g = \frac{\frac{X_s}{4 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i}}{\sqrt{\frac{X_s^2}{16 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^4 R_i^2} + \frac{\left[4 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i + R_s\right]\left[8 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i + R_s\right]}{16 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^4 R_i^2}}} \tag{16}$$

la mers în gol al tuburilor. În expresiile (15) și (16) X_s este componenta reactivă a sarcinii.

Deoarece pe porțiunea de conducere a tubului tensiunea este sinusoidală, se înlocuiește în expresia curenților din lucrarea [2] tensiunea E_a cu

$$2 \frac{M}{L_1} U_{Acf} = 2 \frac{M}{L_1} E \frac{4 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i}{\sqrt{\left[R_s + 8 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i\right]^2 + X_s^2}}.$$

Pentru a afla unghiurile θ_4 și θ_2 înlocuim pe E_a (din *b* lucrarea [2]) cu

$$E_{a\,\text{ech}} = 2 \frac{M}{L_1} \sqrt{U_{ACf}^2 + U_{ACg}^2 + 2 U_{ACf} U_{ACg} \cos(\delta_f - \delta_g)} \tag{17}$$

în care

$$U_{ACg} = 2E \frac{\sqrt{\left[4\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i + R_s\right]^2 + X_s^2}}{\sqrt{\left[8\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 R_i + R_s\right]^2 + X_s^2}},$$

iar în diagrama I la unghiul φ se adaugă $\delta_f + \delta_g$, [δ_f şi δ_g se iau cu valorile lor algebrice date din expresiile (15) şi (16)].

TRANSMISIA PUTERII ÎN SARCINĂ

În funcţionarea normală a tuburilor electronice ca amplificatoare, tubul este un transformator de energie; de aceea el este privit ca un generator de rezistenţă internă egală cu rezistenţa lui. Din acest motiv pentru a transmite putere maximă în sarcină, va trebui ca impedanţa de sarcină să fie egală cu rezistenţa internă a generatorului echivalent (a tubului). În cazul nostru tubul nu poate fi privit decît ca o rezistenţă variabilă, deoarece sarcina preia energie direct de la reţea. De aceea, atît pentru a se transmite putere mare în sarcină (ceea ce în cazul nostru este echivalent cu a se transmite curent maxim la o aceeaşi sarcină) cît şi pentru a avea un randament maxim, va trebui ca rezistenţa tubului să fie cît mai mică. Se preconizează a se întrebuinţa tyratroane, deoarece sînt prevăzute rezistenţe de protecţie pe grilă. De asemenea, nu se produc modificări esenţiale din punctul de vedere al principiului de funcţionare.

Deosebirea dintre funcţionarea tyratroanelor şi a tuburilor electronice obişnuite ar fi următoarea: la tyratroane, după ce mărimea semnalului a atins tensiunea de aprindere el nu mai are nici o influenţă în comanda tuburilor. De aceea, expresia curentului I_1 din lucrarea [2] se modifică după cum urmează

$$I_1 = \frac{1}{2\pi R_i}\{2E_a(\theta_4 - \theta_2) - E_a(\sin 2\theta_4 - \sin 2\theta_2) + 2\mu U_g \cos\varphi(\theta_4 - \theta_2) + \\ + \mu U_g[\sin(2\theta_2 - \varphi) - \sin(2\theta_4 - \varphi)] + 4\mu E_g(\cos\theta_4 - \cos\theta_2),$$

pentru defazajul în urmă şi

$$I_1 = \frac{1}{2\pi R_i}\{2E_a(\theta_4 - \theta_2) - E_a(\sin 2\theta_4 - \sin 2\theta_2) - 2\mu U_g \cos\varphi(\theta_4 - \theta_2) + \\ + \mu U_g[\sin(2\theta_2 - \varphi) - \sin(2\theta_4 - \varphi)] + 4\mu E_g(\cos\theta_4 - \cos\theta_2),$$

pentru defazajul înainte.

De asemenea, curba de deschidere a tyratronului fiind patratică o exprimăm după legea $u_g^2 = k(e_a - E_{a_0})$, k şi E_{a_0} fiind constante ce depind de tub.

În acest caz unghiul de deschidere θ_2 va fi

$$\sin\theta_2 = \frac{1}{2U_g\cos 2\varphi}\left[\sqrt{k^2E_a^2 - 4(U_g\sin\varphi - kE_{a_0})U_g\cos\varphi} + kE_a\right] \quad (19)$$

şi cel de închidere θ_4 dat de

$$\sin(\theta_4'' + \theta_0) = \frac{1}{2U_g \cos 2\varphi}\left[\sqrt{k^2 E_a^2 + 4(U_g \sin\varphi - kE_{a_0})\, U_g \cos\varphi} - kE_a\right]. \tag{19'}$$

în care E_a este amplitudinea lui e_a, $\theta_4 = \frac{\pi}{2} + \theta_4''$ şi θ_0 este unghiul de deschidere pentru $\varphi = 180°$ (şi în acest caz înlocuim pe E_a cu expresia găsită mai înainte, ţinînd seama şi de sarcină. De asemenea, la unghiul φ se mai adaugă $\delta_f + \delta_g$ găsiţi mai înainte).

VARIAŢIA TENSIUNII CU FAZA

După cum se poate vedea din expresiile curenţilor găsite în lucrarea [2], acest aparat poate prezenta un curent (sau o tensiune) de ieşire continuu variabil, în funcţie de variaţia fazei (şi nu numai valoarea maximă într-un sens sau în celălalt sau valoarea zero, cum se preconiza pînă acum). Într-o primă aproximaţie, valoarea componentei continue a curentului de sarcină va fi

$$I_{1s} = \mu \frac{M}{L_2} \frac{U_g}{R_i} \cos\varphi\,[\theta_1 + \theta_4 - (\theta_2 + \theta_3)], \tag{20}$$

pentru tuburi cu vid şi

$$I_{1s} = \mu \frac{M}{L_2} \frac{U_g}{R_i} \cos\varphi\,(\theta_4 - \theta_2), \tag{20'}$$

pentru tuburi cu gaz.

Se vede din aceste expresii că o dată cu variaţia lui φ variază continuu curentul în sarcină de la valoarea maximă la zero.

VERIFICĂRI EXPERIMENTALE

Toate concluziile trase pe bază de calcul pot fi verificate şi experimental. Montajul întrebuinţat este cel din figura 1, dar a cărui tensiune de negativare $E_g = 0$, iar rezistenţele de grilă $R_g = 1\ M\Omega$.

S-au analizat la un analizator de unde diferitele tensiuni din diferite porţiuni ale acestui montaj. Tensiunea de alimentare anodică a fost de 55 V şi cea de semnal de 50 V (măsurate prima la primarul lui e şi a doua la primarul lui U_g). S-a făcut analiza undelor în diferite puncte ale montajului. S-a analizat astfel tensiunea dintre anoda şi catoda secţiunii ce funcţionează a curentului din aceeaşi secţiune şi a tensiunii de sarcină pentru diferite sarcini. S-au întrebuinţat tuburile 6 L 6 legate ca triodă.

Rezultatele sînt date în tabela 1.

Analiza armonică a fost făcută cu un aparat ce indică mărimile diferitelor armonice relativ faţă de fundamentala al cărui nivel este luat

Tabela 1

Analiza armonică (se măsoară atenuarea în dbel)

Armonica	Hz	Cu rezistența pe grilă (sarcină inductivă)		Tensiunea în sarcină (cu rezistență pe grilă)				Fără rezistență pe grilă (cu sarcină inductivă)		Tensiunea de sarcină (fără rezistență pe grilă) sarcină inductivă
		Tensiunea la bornele tuburilor ce funcționează	Curentul prin tuburi	Inductanța L	Inductanța paralelă cu capacitate $L \parallel C$	Inductanța serie cu rezistența totul paralel cu capacitate $(L-R) \parallel C$	Inductanța paralelă cu capacitate totul serie cu rezistența $(L \parallel C)-R$	Tensiunea la bornele tuburilor ce funcționează	Curentul prin tuburi	
1	50	7 dbel (0)	42 dbel (0)	12 dbel (0)	13 dbel (0)	12 dbel (0)	12 dbel (0)	5 dbel (0)	40 dbel (0)	13 dbel (0)
2	100	35 „ (28)	75 „ (33)	47 „ (35)	40 „ (27)	34 „ (22)	42 „ (30)	30 „ (25)	70 „ (30)	40 „ (37)
3	100	10 „ (3)	50 „ (8)	13 „ (−1)	10 „ (−3)	12 „ (0)	13 „ (1)	11 „ (6)	47 „ (7)	10 „ (−3)
4	200	43 „ (36)	75 „ (33)	47 „ (35)	46 „ (33)	37 „ (25)	44 „ (32)	40 „ (35)	75 „ (35)	41 „ (38)
5	250	27 „ (20)	67 „ (25)	28 „ (16)	21 „ (18)	13 „ (1)	25 „ (13)	24 „ (19)	53 „ (13)	25 „ (12)
6	300	44 „ (37)	—	50 „ (38)	47 „ (34)	39 „ (27)	51 „ (39)	40 „ (35)	75 „ (35)	50 „ (37)
7	350	33 „ (26)	66 „ (24)	30 „ (18)	36 „ (23)	27 „ (15)	32 „ (20)	30 „ (25)	59 „ (19)	33 „ (29)
8	400	40 „ (33)	—	52 „ (40)	46 „ (33)	38 „ (26)	50 „ (38)	40 „ (35)	68 „ (28)	46 „ (33)
9	450	28 „ (21)	75 „ (33)	27 „ (15)	47 „ (34)	40 „ (28)	37 „ (25)	28 „ (23)	—	26 „ (23)
10	500	46 „ (39)	—	60 „ (48)	52 „ (39)	50 „ (38)	51 „ (39)	40 „ (35)	64 „ (24)	46 „ (33)
11	550	34 „ (27)	70 „ (28)	37 „ (25)	56 „ (43)	45 „ (33)	34 „ (22)	30 „ (25)	—	34 „ (21)
12	600	45 „ (38)	—	58 „ (46)	64 „ (51)	56 „ (44)	57 „ (45)	40 „ (35)	75 „ (35)	50 „ (37)
13	650	41 „ (34)	80 „ (38)	33 „ (21)	62 „ (49)	56 „ (44)	43 „ (31)	34 „ (29)	—	43 „ (30)
14	700	45 „ (38)	—	54 „ (42)	60 „ (47)	57 „ (45)	52 „ (40)	42 „ (37)	—	46 „ (33)
15	750	37 „ (30)	—	57 „ (45)	65 „ (52)	59 „ (47)	45 „ (33)	37 „ (32)	—	42 „ (29)
16	800	45 „ (38)	—	58 „ (46)	59 „ (46)	53 „ (41)	53 „ (41)	38 „ (33)	—	50 „ (37)
17	850	34 „ (27)	—	45 „ (33)	61 „ (48)	53 „ (41)	46 „ (34)	30 „ (25)	—	42 „ (29)
18	900	42 „ (35)	—	54 „ (42)	67 „ (54)	57 „ (45)	59 „ (47)	40 „ (35)	—	50 „ (37)
19	950	42 „ (35)	—	41 „ (29)	64 „ (51)	59 „ (47)	46 „ (34)	41 „ (36)	—	45 „ (32)
20	1 000	52 „ (45)	—	65 „ (53)	64 „ (51)	70 „ (58)	55 „ (43)	50 „ (45)	—	50 „ (37)
40	2 000	58 „ (51)	—	50 „ (38)	80 „ (67)	80 „ (68)	59 „ (47)	50 „ (45)	—	50 „ (37)
60	3 000	62 „ (58)	—	60 „ (48)	—	—	69 „ (57)	60 „ (55)	—	56 „ (43)
80	4 000	66 „ (59)	—	75 „ (63)	—	—	75 „ (63)	65 „ (60)	—	62 „ (49)
100	5 000	75 „ (68)	—	—	—	—	75 „ (63)	70 „ (65)	—	56 „ (33)
120	6 000	80 „ (71)	—	—	—	—	80 „ (68)	75 „ (70)	—	75 „ (62)
140	7 000	—	—	—	—	—	—	80 „ (75)	—	—

Analiza armonică a fost făcută pentru diferența de fază dintre tensiunea e și U_g nulă.
De asemenea, parametrii elementelor de sarcină au fost

$L = 10\text{H}$ $Q_L = 3{,}42$ $C = 1\mu\text{F}$ $R = 3\,000\,\Omega$

de referință. Cu cît amplitudinea unei armonice este mai mare cu atît și numărul de decibeli rezultat din măsurătoare este mai mic. Din tabele se observă că deoarece factorul de calitate al bobinei este prost $Q_L = 3{,}42$ tensiunea măsurată la bornele circuitului dop (inductanța în paralel cu o capacitate) conține un număr important de armonici.

Rezultatele trebuie privite comparativ cu cele date de analiza armonică a tensiunilor unui montaj similar, dar fără rezistență pe grilă. Pentru a proteja tuburile s-a pus de data aceasta o negativare de — 135 V (ce corespunde aproximativ cu tensiunea la secundarul U_g). Rezultatele sînt arătate în tabela 1.

Din comparația datelor din tabela 1, care sînt luate în situații identice din punctul de vedere al sarcinii, se observă că deși s-a întrebuințat o tensiune de negativare în cazul cînd s-au scos rezistențele de pe grilă, pentru ca curentul de grilă să fie practic neglijabil, nu s-a resimțit o îmbunătățire în al doilea caz față de primul în ceea ce privește raportul dintre fiecare armonică și fundamentală. Dimpotrivă, la montajul cu rezistență pe grilă, raportul armonicii fundamentale continuă să fie mai mic decît în montajul fără rezistență pe grilă.

Se mai pot face următoarele observații : în ambele cazuri armonica a treia este mult mai mare ca celelalte. Aceasta datorită curentului de magnetizare. Se observă apoi că amplitudinea armonicelor scade cu mărimea ordinului armonicei, tinzînd către zero.

S-a căutat apoi să se verifice factorul de amplificare. Pentru aceasta s-a măsurat la analizator și armonica I a curentului de grilă. Pentru cazurile arătate mai sus, curentul de grilă nu s-a putut măsura. Dacă s-a mărit apoi semnalul de intrare cu 50% (75 V în loc de 50 V), s-au constatat următoarele : armonica I a tensiunii de sarcină, deci a curentului de sarcină a crescut în ambele cazuri. În primul caz s-a măsurat 7 dbel și în al doilea caz 4 dbel. Dar pe cînd în primul caz armonica I a curentului de grilă nu s-a putut măsura, în al doilea caz ea a fost de 18 dbel. Deci pe cînd raportul dintre fundamentalele curentului de sarcină de data aceasta este de circa 2, raportul dintre armonicele curentului de grilă este de peste 10^6.

S-a încercat apoi să se verifice variația curentului în sarcină cu rezistența internă a tuburilor. Pentru aceasta s-au legat tuburile ca pentodă. În acest caz armonica I s-a măsurat ca fiind 27 dbel, deci a scăzut considerabil.

În figura 3 se arată tensiunea la bornele tubului în secțiunea ce funcționează cînd sarcina este inductivă.

Porțiunea $A - B$ reprezintă zona de nefuncționare.

Porțiunea $B - C$ reprezintă zona de funcționare.

Sarcina fiind inductivă, tensiunea la bornele tubului cînd nu funcționează este defazată înainte și cînd funcționează, în urmă. Cînd tensiunea în gol a ajuns la valoarea de aprindere a tubului, acesta tinde să se aprindă. Dar cum tensiunea de funcționare este mai mică decît valoarea de aprindere avem zona $B - c$ cînd avem o alunecare de tensiune. Zona CD reprezintă de asemenea tensiunea în gol după ce tubul s-a stins. Priza din figura 1

nefiind chiar la mijloc, cele două alternanțe nu sînt chiar simetrice, așa că zonele $A'B'$; $B'C'$; $B' - c'$ și $C' - D'$ nu sînt chiar așa distincte.

Figura 3 *a* reprezintă tensiunea la bornele tubului în secțiunea ce funcționează pentru un defazaj $e - U_g$ nul, iar 3 *b* pentru un defazaj de 90°.

S-a verificat apoi variația fundamentalei tensiunii de ieșire cu defazajul. Graficul acestei variații este reprezentat în diagrama II (curba

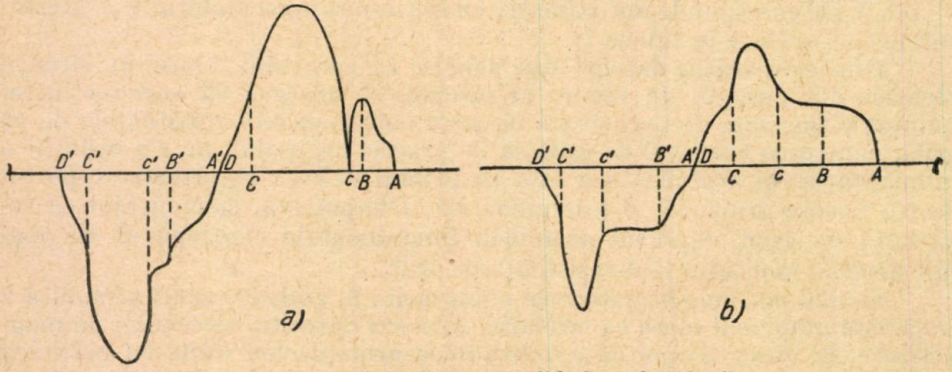


Fig. 3. — Forma de undă a tensiunii la bornele tuburilor.

punctată). Plin este reprezentată curba rezultată din calcul. Se observă din diagramă că diferența între cele două curbe nu este mare și este datorită neliniarităților. Variația absolută a tensiunii de ieșire cu faza a fost de la 12 db la 23 db, deci peste 7 ori.

ВЛИЯНИЕ НАГРУЗКИ НА РАБОТУ ФАЗОЧУВСТВИТЕЛЬНОГО УСИЛИТЕЛЯ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

РЕЗЮМЕ

В данной работе рассматривается влияние нагрузки на работу фазочувствительного усилителя переменного тока.

Автором были подсчитаны форма и величина напряжения на клеммах электронных ламп, а также влияние нагрузки на ток, проходящий через нагрузки. Показано, что при переходе между различными областями, на которые можно разделить период, переходящим явлением можно пренебречь; на участках работы или холостого хода напряжение на выводах ламп можно рассматривать синусоидальным, но различной формы. Показано также, что переходящим явлением тока нагрузки на различных участках периода в большинстве случаев можно пренебречь.

Дальше была сделана экспериментальная проверка схемы монтажа, предлагаемого в работе [2] по сравнению с классическим мон-

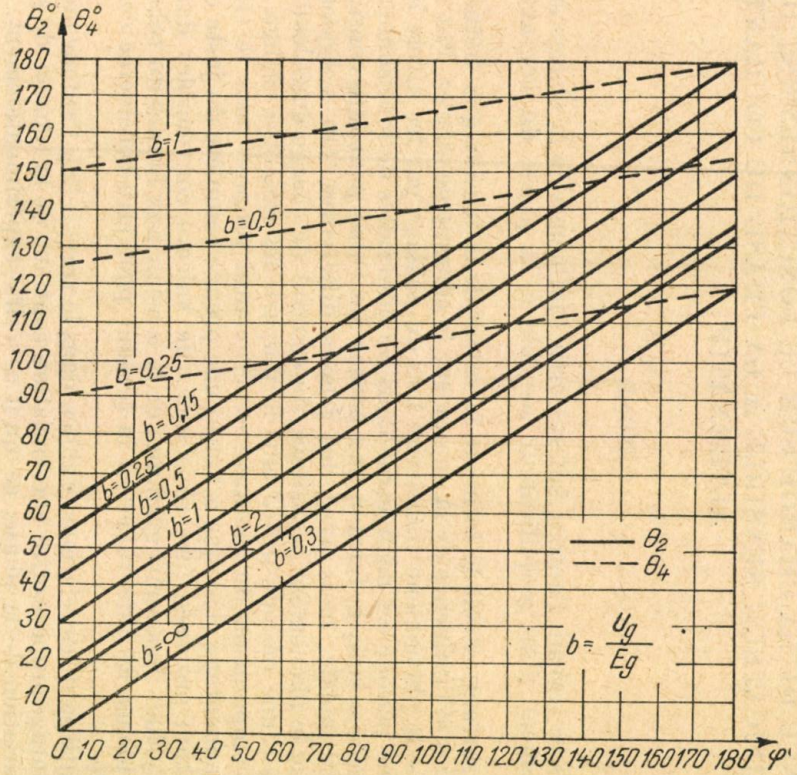


Diagrama I. — Variația unghiurilor θ_2 și θ_4 cu faza φ.

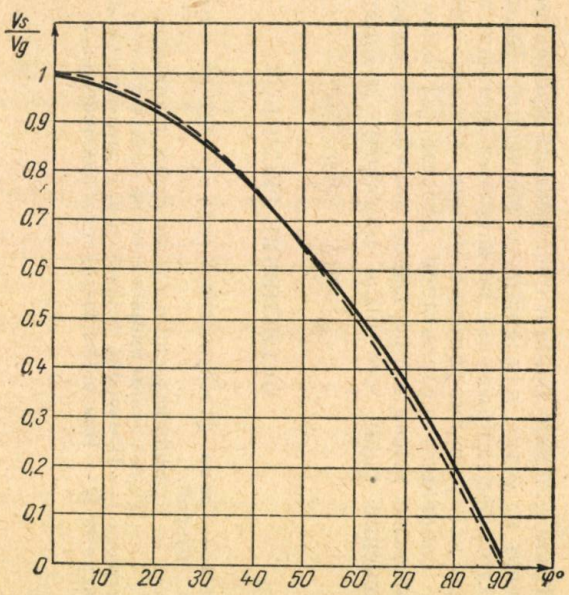


Diagrama II. — Variația tensiunii de ieșire cu faza.

тажом. Было найдено полное обоснование предлагаемого решения (сопротивление на сетке, надлежащего значения). Было также проверено на осциллографе напряжение на зажимах лампы и выявлены раличные участки, в которых напряжение можно считать синусоидальным.

На основании результатов работы [2] было установлено, что схема монтажа имеет непрерывное колебание выходного напряжения при изменении фазы, что было проверено и опытным путем.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема фазочувствительного усилителя переменного тока, предложенная автором.
Рис. 2. — Принципиальная мостовая схема усилителя.
Рис. 3. — Форма волны напряжения на зажимах ламп.
Диаграма I — Изменение углов θ_2 и θ_4 в зависимости от фазы φ.
Диаграма II — Изменение выходного напряжения в зависимости от фазы.

INFLUENCE DE LA CHARGE SUR LE FONCTIONNEMENT D'UN AMPLIFICATEUR SENSIBLE À LA PHASE DU COURANT ALTERNATIF

RÉSUMÉ

Dans ce travail, l'auteur fait ressortir l'influence de la charge sur le fonctionnement d'un amplificateur sensible à la phase du courant alternatif.

Il a surtout calculé la forme et la valeur de la tension aux bornes du tube, ainsi que l'influence de la charge sur le courant de charge. Par suite du fait que le phénomène transitoire lors du passage par les divers intervalles d'une période est négligeable dans les intervalles de fonctionnement ou de marche à vide, la tension aux bornes des tubes peut être considérée comme sinusoïdale, mais avec des phases différentes. On a également montré que le phénomène transitoire du courant de charge dans les divers intervalles d'une période peut, dans la plupart des cas, être négligé.

La comparaison du montage expérimental proposé dans le travail [2] avec le montage classique a fourni une preuve complète du juste choix de la solution proposée (des résistances de valeurs convenables dans le circuit de grille). Les oscillogrammes de la tension aux bornes du tube ont mis en évidence les intervalles où la tension peut être considérée comme sinusoïdale.

En utilisant les relations établies dans le travail [2], l'auteur montre que le montage proposé offre une variation continue de la tension de sortie avec la variation de la phase, ce qu'il a vérifié expérimentalement.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma de l'amplificateur de courant alternatif sensible à la phase, proposé par l'auteur.
Fig. 2. — Schéma de principe de l'amplificateur à pont.
Fig. 3. — Forme d'onde de la tension aux bornes des tubes.
Diagramme I. — Les angles θ_2 et θ_4 en fonction de la phase φ.
Diagramme II. — La tension de sortie, en fonction de la phase φ.

BIBLIOGRAFIE

1. I. H. LAUER, R. LESNIK, L. E. MORTON, *Servomechanism Fundamentals.* McGraw-Hill, NewYork, 1947.
2. D. N. NESTORESCU, *O nouă schemă de amplificator sensibil la fază de curent alternativ.* Studii şi cercetări de energetică, *1*, 132 (1958).

DIN ACTIVITATEA SECȚIEI DE ENERGETICĂ GENERALĂ

Bilanțul energetic pentru trecut și pentru perspectivă constituie izvorul principalelor studii necesare unei politici a energiei, de aici decurgînd și importanța sa deosebită.

Aceasta este și ideea ce călăuzește activitatea științifică a secției de energetică generală. Deși pînă anul acesta nu s-a lucrat în mod special la întocmirea unui bilanț energetic național, totuși preocupările de pînă acum, cum ar fi cele referitoare la metodele de determinare a evoluției consumului de energie, și la inventarierea resurselor hidro- și termoenergetice s-au încadrat complet în această mare problemă de sinteză.

În anul 1959 a început elaborarea unui bilanț energetic pentru un an trecut și a unei metodici privind bilanțul energetic de perspectivă.

Pentru întocmirea bilanțului, pe un an trecut au fost folosite datele puse la dispoziție de Direcția centrală de statistică. Lucrarea urmărește mai multe scopuri:

1. Să se evidențieze și să se rezolve aspectele de metodică proprii bilanțului energetic;

2. Să se remarce eventualele lipsuri ale statisticii energetice și să se facă propuneri de adaptare a acesteia la nevoile urmăririi bilanțului energetic național;

3. Să se analizeze trăsăturile de bază ale energeticei R.P.R. în anul studiat.

A fost întocmită, de asemenea, o primă lucrare relativ la determinarea bilanțului energetic de perspectivă. Esența metodei propusă în lucrare, constă în găsirea bilanțului de perspectivă care realizează optimul economic pentru economia energetică în anul considerat.

Cantitatea de informații necesară aplicării metodei precum și volumul total de calcul depind de gradul de detaliere cerut.

Prin aplicarea metodei propuse pentru elaborarea bilanțului energetic de perspectivă, se poate obține:

1. Structura bilanțului energetic, mărimea diverselor fluxuri de energie, caracteristicile determinante ale instalațiilor transformatoare de energie;

2. Cantitățile din diferite surse, necesare a fi exploatate în anul considerat (mărimea resurselor), pentru acoperirea în condiții de optim economic a consumului de energie;

3. Momentul intervenției energiei nucleare în bilanțul energetic național;

4. Costul mediu, pentru întreaga economie energetică, al unității de energie utilă și tendințele obiective de variație ale acestuia în condițiile optimului economic.

Teodor Miclescu

APARAT PENTRU ÎNREGISTRAREA FRECVENȚEI ÎN REGIM DINAMIC

DE

S. IONESCU, P. NICOLAE și M. POMÎRLEANU

Pentru introducerea reglajului automat de frecvență în sistemul electroenergetic R.P.R. este necesară determinarea prealabilă a unor parametri ai acestuia. Între acești parametri cei mai importanți sînt : energia reglantă primară și timpul de lansare al sistemului [1], [2].

Energia reglantă primară (K) se obține prin deconectarea bruscă a unui generator sau consumator legat la sistem, care producea sau consuma înainte de deconectare puterea $\pm\Delta P$ și prin înregistrarea abaterii de frecvență $\pm\Delta f$, între regimul static dinainte și cel de după deconectare. Se definește

$$K = \frac{\Delta P}{\Delta f} \text{ (MW/Hz).}$$

Timpul de lansare este determinat de tangenta în punctul inițial ($f = f_0$) la curba de variație a frecvenței, înregistrată în timpul fenomenului dinamic care urmează după deconectarea puterii $\pm\Delta P$

$$T = \frac{\dfrac{\Delta P}{P_n}}{\dfrac{1}{f_0} \cdot \left(\dfrac{df}{dt}\right)_{f=f_0}}, \qquad \text{(s)}$$

în care P_n este puterea nominală a grupurilor în funcțiune.

Pentru obținerea acestor parametri, absolut necesari la proiectarea unui sistem de reglaj automat al frecvenței, trebuie deci înregistrată variația frecvenței în regim dinamic. Deoarece aceste măsurători nu trebuie să perturbe funcționarea ansamblului sistemului, variația totală a frecvenței Δf nu trebuie să depășească $\pm 0{,}5$ Hz(1 %), unele determinări experimentale recente restringînd această limită la $\pm 0{,}1$ Hz (0,2 %) [3].

Rezultă ca necesară o mare precizie a aparatelor înregistratoare, ca și o constantă de timp proprie mică și o viteză de înregistrare corespunzătoare [3], [4]. Aceste performanțe nu sînt întrunite de aparatele obișnuite existente într-un sistem electroenergetic.

În Institutul de energetică al Academiei R.P.R. a fost construit un aparat de măsură a frecvenței cu filtru de bandă [4] care îndeplinește cerințele necesare pentru determinarea parametrilor K și T (fig. 1). Aparatul este similar cu organul de măsură al unui regulator de frecvență, realizat de asemenea în același institut [5].

Principiul de funcționare

În figura 2, este dată schema aparatului, unde

T_1 — transformator de alimentare 220 V/220 V/220 V,
T_2, T_3 — transformatoare de adaptare 220 V/40 V,
L — inductanță 0,414 H,

C_1, C_2 — condensatoare 2,4 μ F și 22 μ F,
R_2, R_3 — două punți de redresoare,
F — filtru R.C.

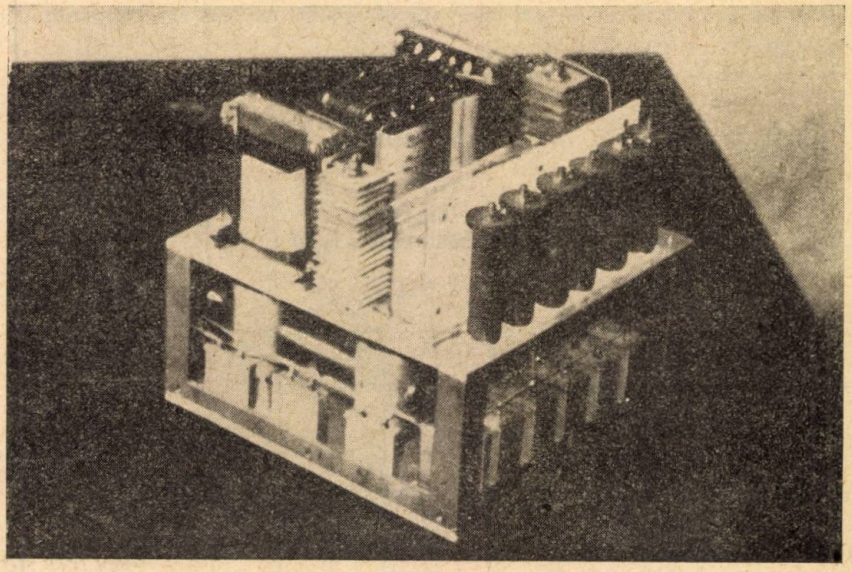


Fig. 1. — Fotografia aparatului.

Funcționarea schemei se bazează pe faptul că, în banda de trecere, tensiunea de ieșire a filtrului de bandă (C_1, C_2, L) are amplitudinea constantă iar faza variază proporțional cu frecvența de la 0 la 180°.

Adunînd, respectiv scăzînd, din tensiunea cu fază variabilă $V\varphi$ o tensiune de fază constantă $V_2 = V_3$ se obțin două tensiuni U_2 și U_3.

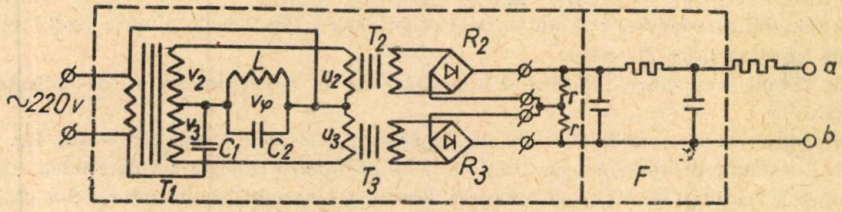


Fig. 2. — Schema de principiu a aparatului.

Se poate arăta [5] că diferența valorilor absolute este (în jurul frecvenței de rezonanță a filtrului f_0) proporțională cu abaterea frecvenței față de f_0.

Printr-o filtrare convenabilă tensiunea obținută între punctele a și b depinde de frecvența de alimentare f prin relația

$$U_{ab} = k \cdot V_2 \cdot (f - f_0).$$

Performanțe

1. Precizia aparatului. Pentru stabilirea erorilor aparatului s-au utilizat două metode:

a) Determinarea abaterii timpului sincron de la timpul astronomic. Se alimenta de la aceeași tensiune a cărui frecvență era măsurată de aparat, un ceas electric pornit și oprit simultan cu un ceas astronomic.

Frecvența reală a tensiunii este dată de relația

$$f_r = 50 \cdot \frac{t_s}{t_a} \text{ (Hz)},$$

unde t_s — timpul măsurat cu ceasul sincron (în secunde),

t_a — timpul măsurat cu ceasul astronomic (în secunde).

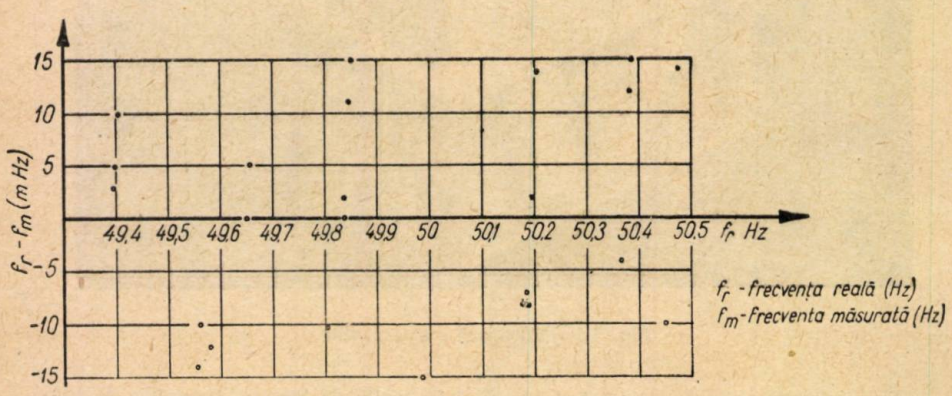


Fig. 3. — Caracteristica de etalonare a aparatului.

În figura 3, se arată împrăștierea punctelor determinate din încercări, față de curba ideală.

Se observă că ele nu depășesc $\pm 0{,}015$ Hz care de altfel reprezintă eroarea de metodă datorită ceasului astronomic, care nu permitea citiri sub 1/100 secunde durata unei încercări (t_a) fiind cuprinsă între 30—60 *s*.

b) Metoda comparării indicațiilor aparatului cu un frecventmetru cu ac indicator de clasă 0,2.

S-a observat că eroarea absolută nu depășește 10 mHz în gama 49,5—50,5 Hz.

2. Constanta de timp a aparatului. Din oscilogramele ridicate s-a determinat timpul de stabilire a tensiunii de ieșire la aplicarea bruscă a tensiunii de alimentare. S-a găsit un timp de stabilire de aproximativ 0,45 *s*.

La o variație bruscă a frecvenței timpul de stabilire a fost de 0,24 s.

3. Sensibilitatea aparatului, definită ca panta caracteristicii tensiune de ieșire funcție de abaterea de frecvență, este de 9 V/Hz, ceea ce corespunde la 0,1 Hz/cm pe aparatul înregistrator.

4. Viteza de înregistrare a aparatului este cuprinsă între 120 mm/h și 5 mm/s. În figura 4, se dă un exemplu de înregistrare a frecvenței sistemului electroenergetic R.P.R. luată cu viteza 300 mm/h.

5. Influența valorii tensiunii de alimentare. S-a arătat mai sus că indicațiile aparatului sînt proporționale cu tensiunea de alimentare.

Eroarea maximă datorită unei variații de tensiune este

$$\varepsilon_{max} = \frac{\Delta f_{max}}{U_n} \cdot \Delta U.$$

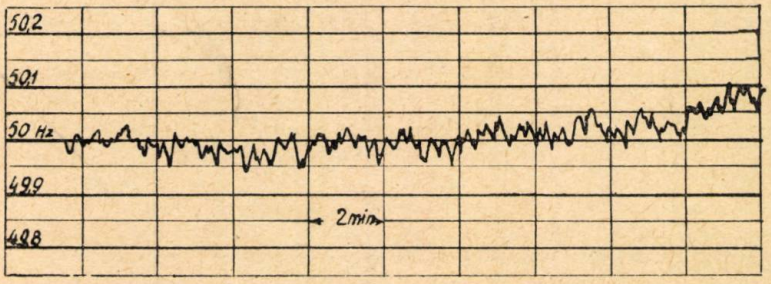


Fig. 4. — Exemplu de înregistrare a frecvenței cu viteza 300 mm/h.

Pentru variațiile obișnuite ale tensiunii care nu depășesc 5 V eroarea acuzată de aparat este

$$\varepsilon_{max} = 0{,}011 \text{ Hz},$$

de unde se vede că abaterile obișnuite ale tensiunii de la valoarea nominală influențează puțin indicațiile aparatului.

Concluzii

Aparatul, cu performanțe stabilite, satisface precizia necesară determinării parametrilor caracteristici ai rețelei (K, T) și este indicat să fie folosit în încercările care se vor face în sistemul energetic R.P.R.

BIBLIOGRAFIE

1. С. А. Совалов, С. И. Лезнов, М. И. Смирнов, *Экспериментальное исследование режимных характеристик энергосистемы*. Электричество, *11* (1958).
2. L. Priori, F. Reggiani, A. Velcich, *Determinazione dei parametri caratteristici della rete dela Gruppo Edison ai fini della regolazione frequenza-potenza*. L'energia elettrica, *3* (1959).
3. * * * *Rapport de l'U.C.P.T.E. sur les essais effectués pour la détermination de l'énergie réglante et du statisme de l'ensemble des réseaux interconnectés de l'Europe occidentale*. C.I.G.R.E., 1958, raportul 313.
4. А. Г. Москалев, *Запись частоты для определения частотных динамических характеристик энергосистем*. Электричество, 8 (1953).
5. A. Moraru, *Reglajul automat al frecvenței generatorului sinusoidal*. Studii și cercetări de energetică, *1* (1959).

PAUL DIMO, **Analiza sistemelor electroenergetice prin separarea nodurilor şi utilizarea curenţilor de scurtcircuit.** Ed. tehnică, Bucureşti, 1959, 294 pag.

Autorul prezintă o metodă originală pentru calculul regimurilor sistemelor electroenergetice, pe care a utilizat-o, în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R., încă din anul 1953. În anii 1955—1956 autorul a găsit aplicaţii ale metodei în studiul stabilităţii statice şi dinamice.

Lucrarea cuprinde 8 capitole, dintre care în primele 4 se prezintă principiul şi posibilităţile cele mai interesante ale metodei; la sfîrşitul lucrării, într-o anexă, se descrie dispozitivul mecanic *analizorul grafic* pentru care ing. P. Dimo a obţinut un certificat de autor.

Volumul conţine 21 de aplicaţii — în afara unui capitol întreg (VII) de exemple numerice.

Autorul studiază de fapt, sistemele electrice radiale (avînd un consumator unic — cu caracteristici statice de forma $P = AU^2 + BU + C$ şi $Q = MU^2 + NU$) înlănţuind vectorii reprezentativi ai curenţilor de scurtcircuit ai generatoarelor legate la nod, care fac cu axa absciselor unghiuri egale cu unghiurile interne.

Pe baza teoremei lui Norton — $U = \frac{I_{sc}}{Y_g + Y}$ pusă sub forma $I_{sc} = U \cdot Y_g + U \cdot Y$ (curentul de scurtcircuit al unui generator este egal cu curentul de scurtcircuit la tensiunea internă U plus curentul sarcinii) din diagramă rezultă mărimile care intervin într-un calcul electric de regimuri: tensiuni, curenţi wataţi şi dewataţi, puteri etc.

Metoda se aplică comod, dacă generatoarele au poli netezi, iar circuitele pînă la bara unică rezistenţe neglijabile.

Pentru extinderea metodei expuse, autorul analizează şi problema reducerii sistemelor la o bară unică, precum şi modul de considerare al rezistenţei circuitelor.

Avantajul mare al metodei constă în claritatea şi simplitatea ei. Problemele cele mai importante ale funcţionării unei reţele pot fi studiate cu ajutorul metodei indicate cu economie de timp, cu posibilitatea esenţială de a putea observa mereu pe grafic care este situaţia unui anumit generator din sistem, care este influenţa consumatorului, care este situaţia sistemului din punctul de vedere al stabilităţii etc.

Desigur era util ca în lucrare să se dea un exemplu comparativ între modul de obţinere al soluţiei utilizînd analiza grafică şi o metodă clasică de calcul.

Vom încerca să facem acest lucru considerînd aplicația 1 : Reglarea tensiunii nodului prin variația curentului de excitație al unuia din cele 3 generatoare legate în nod (pag. 62). Aplicînd metoda clasică, trebuie procedat astfel :

— pentru generatoarele 1 și 2 (care au $P = \text{const.}$ și $E = \text{const.}$) trebuie determinate caracteristicile

$$Q_1 = f(U) \quad \text{și} \quad Q_2 = f(U),$$

folosind relația

$$E^2 = \left(U + \frac{QX}{U}\right)^2 + \left(\frac{P.X}{U}\right)^2, \tag{1}$$

calculînd rădăcini ale unei ecuații de gradul 2 ;

— cunoscînd caracteristicile statice ale nodului se obține

$$Q - (Q_1 + Q_2) = Q_3 = f(U),$$

$$P - (P_1 + P_2) = P_3 = f(U);$$

— cu Q_3, P_3 și relația (1) se determină $E_3 = f(U)$ care dă soluția problemei căutate. Este evident că metoda expusă în lucrare este cu mult mai simplă și mai rapidă.

Un alt avantaj al metodei este obținerea derivatei $\frac{dQ}{dU}$ importantă în studiul stabilității statice, considerînd un singur regim de funcționare — cel dat — fără a mai calcula regimuri statice *la dreapta* și *la stînga* — cum este necesar în metoda clasică.

Înrăutățirea regimului se poate considera apoi — în mod cît mai apropiat de realitatea din sistem — din noul regim obținîndu-se apoi direct pe grafic (fără alte variații statice) valoarea lui $\frac{dQ}{dU}$

Metoda se aplică ușor și în cazul calculului lui $\frac{dP}{d\delta}$, precum și la stabilitatea dinamică, unde graficele în *evantai* dau o sugestivă reprezentare a deplasării rotoarelor.

Considerăm lucrarea de un real folos pentru inginerii proiectanți și din exploatarea sistemelor electroenergetice, care pot utiliza un bun și rapid mijloc de calcul, ce extinde posibilitățile metodelor clasice, pînă de curînd folosite.

S. Ionescu

B. SALÉ, **Contribution à l'étude de la combustion normale dans les moteurs à allumage commandé.** *(Contribuție la studiul arderii normale în motoarele cu aprindere comandată).* Revue de l'Institut français du pétrole, 1958, nr. 6, 1040—1063, nr. 7/8, 1157—1197, nr. 9, 1279—1344.

Lucrarea reprezintă teza de doctorat a lui B. S a l é ; ea tratează o problemă deosebit de importantă : arderea normală în motoarele cu aprindere prin scînteie (aprindere comandată). Deși studiat de mult timp, acest fenomen este încă insuficient cunoscut ca urmare a dificultăților experimentale. Într-adevăr, unul din caracterele principale ale arderii în motorul cu aprindere prin scînteie îl constituie fenomenul dispersiunii procesului de ardere. Acest fenomen face extrem de improbabil studiul arderii pe un singur ciclu ; în consecință, studiul diagramei indicate și studiul propagării frontului de flacără pe motoare cu ferestre de cuarț nu vor da decît rezultate greu de reprodus și de interpretat. Drept urmare, B. S a l é studiază procesul de ardere considerat aleatoriu cu o metodă de studiu statistică.

Lucrarea cuprinde două părți :

Partea I-a tratează studiul teoretic al procesului de ardere, critica cercetărilor de pînă în prezent și prezentarea metodei experimentale.

Se prezintă mai întîi generalități asupra arderii normale în motorul cu aprindere prin scînteie și studiul factorilor termodinamici. Se arată pe baza datelor din literatură influența presiunii și a temperaturii asupra vitezei de propagare a flăcării ; se prezintă influența mișcării dezordonate a gazelor distingîndu-se efectul turbulenței la scară mică și efectul turbulenței la scară mare. Printr-un calcul simplificat al vitezei de ardere se deduce influența factorilor geometrici și termodinamici.

Autorul scoate în relief că mișcarea amestecului în motor (mișcare cauzată de procesul de admisie, de deplasarea pistonului, de însuși procesul de ardere, sau de obstacole special dispuse în calea gazelor în mișcare) joacă un rol esențial în mecanismul arderii în motor.

Se analizează teoria fazelor a lui Voinov și Sokolik în comparație cu rezultatele lui Ricardo. Părerea generală a lui S a l é este că rezultatele obținute pe cicluri singulare sînt greu interpretabile.

În continuare, se prezintă metoda experimentală folosită. Deși s-au făcut experimentări și pe motoare de serie, baza lucrărilor experimentale o constituie un banc de motor monocilindru experimental IFP-Rénault CNRS. Autorul descrie aparatul de măsură statistică a arderii normale construit, după indicațiile dr. R. V i c h n i e v s k y la IFP. Aparatul bazat pe principiul membranei compensate și pe analiza stratoscopică a ciclurilor stabilește pentru un unghi de rotație dat, numărul de cicluri pentru care presiunea este superioară unei valori date. În plus s-a elaborat un aparat care de asemenea măsoară statistic durata pînă la care flacăra atinge un punct dat.

Interpretarea rezultatelor experimentale se face prin interpretarea diagramei medii presiune-unghi de manivelă în scopul determinării fracțiunii arse în funcție de timp cît și determinarea vitezei de propagare a flăcării. Se indică metoda statistică de prelucrare a rezultatelor.

Partea a II-a a lucrării prezintă rezultatele și discuțiile.

Se cercetează mai întîi influența mișcării gazelor asupra vitezei de ardere medii și a dispersiei ciclice. Studiindu-se influența turației motorului se remarcă existența a două faze, ambele influențate de turație : o fază inițială cu o viteză anormal de lentă, urmată de o fază de ardere rapidă.

Se cercetează și influența turbulenței dirijate realizate cu supape cu deflector.

Se constată că pe măsură ce turbulența dirijată crește, dispersia ciclică scade. B. S a l é leagă această constatare de faptul cunoscut în literatură că mărimea turbulenței duce la mărirea vitezei de ardere și la micșorarea tendinței la detonație. Părerea exprimată de S a l é este următoarea : un rol tot atît de mare în micșorarea tendinței la detonație îl joacă și micșorarea dispersiei ciclurilor.

Se stabilește experimental că natura combustibilului influențează procesul de ardere oricare ar fi condițiile de turbulență. Etilarea benzinelor nu duce la modificarea dispersiei sau a vitezei de ardere.

Pe baza datelor experimentale prezentate se constată că pe măsură ce se mărește avansul la aprindere — scade viteza de ardere în prima fază principală și se mărește viteza de ardere în faza principală.

Dintr-o serie de experimentări rezultă că se poate stabili o corelație cantitativă foarte exactă asupra comportării relative la un coeficient al excesului de aer dat între viteza de ardere laminară măsurată la becul Bunsen și comportarea combustibilului în motor.

O ultimă problemă studiată o reprezintă cauza dispersiunilor; experimentările arată că depărtarea electrozilor, tensiunea primară în bobină, rezistențele parazite pe circuitul electric raportul volumetric de compresie nu influențează dispersiunea și în consecință aceasta este cauzată numai de variația parametrilor care influențează arderea.

Lucrarea prezentată nu ia o poziție fermă față de teoriile astăzi cunoscute în ceea ce privește fenomenul de ardere. În schimb, are meritul că studiază cu o metodă originală și rațională acest fenomen deosebit de important în ciclul motorului. Concluziile noi obținute sînt cele legate de influența avansului și a naturii combustibilului asupra fazelor arderii precum și asupra naturii dispersiei.

Este de remarcat în această lucrare bogata bibliografie sovietică folosită.

Adrian Călin Vasilescu

I. P. 2, c. 262

LUCRĂRI APĂRUTE ÎN EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

ELECTROTEHNICĂ

I. S. GHEORGHIU, AL. FRANSUA, A. MORARU, **Determinarea forţelor axiale în transformatorii electrici de mare putere**, 160 p., 5,75 lei.

C. I. BUDEANU, **Sistemul practic general de mărimi şi unităţi**, 140 p., 8,70 lei.

MATEI MARINESCU, PAUL APOSTOL, **Difuzoare electrodinamice**, 200 p., 9 lei.

TUDOR TĂNĂSESCU, **Manual de tuburi şi circuite electronice**, 474 p. + 7 pl., 34 lei.

GH. CARTIANU, **Modulaţia de frecvenţă**, 451 p. + 5 pl., 31 lei.

C. I. PENESCU, **Automatica şi telemecanica sistemelor energetice**, vol. I, 787 p. + 15 pl., 52,50 lei.

CEZAR PARTENI ANTONI, **Comportarea maşinilor electrice la unda de şoc**, 201 p., 12,50 lei.

ION S. ANTONIU, **Chestiuni speciale de electrotehnică**, 730 p., 27,10 lei.

TERMOTEHNICĂ

D. BUIMOVICI, **Studiul cîtorva proprietăţi ale lignitilor din R.P.R. şi ale semicocsului lor**, 112 p., 3,90 lei.

GEORGE BĂRĂNESCU, **Calculul proceselor de ardere**, 394 p. + 1 mapă cu 21 pl. anexe, 40,40 lei.

IGNAT SAPHIER, **Recuperarea pierderilor de căldură în industrie**, 108 p., 4,80 lei.

METALURGIE

ELENA LĂBUŞCĂ, **Introducere în metalurgia pulberilor**, 289 p., 13,50 lei.

MECANICĂ APLICATĂ

E. CARAFOLI, **Aerodinamica vitezelor mari (fluide compresibile)**, 708 p. + 2 pl., 47 lei.

E. CARAFOLI, T. OROVEANU, **Mecanica fluidelor**, 2 volume:

vol. I, 276 p., 7 lei;
vol. II, 412 p., 21,15 lei.

N. N. PATRAULEA, **Aerodinamica suprafeţelor permeabile**, 175 p., 16,25 lei.

N. TIPEI, **Hidro-aerodinamica lubrificaţiei**, 696 p., 37 lei.

Din

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

au apărut :

anul I, 1951, 4 n-re (2 n-re duble : nr. 1—5, 5 lei ; nr. 3—4 4 lei) ;
anul II, 1952 (6 lei) ;
anul III, 1953 (8 lei) ;
anul IV, 1954 (5 lei) ;
anul V, 1955, 4 n-re (2 n-re duble a 5 lei) ;
anul VI, 1956, 4 n-re (nr. 1 — 2, dublu, 10 lei ; nr. 3 şi 4 a 5 lei) ;
anul VII, 1957, 4 n-re (a 5 lei) ;
anul VIII, 1958, 4 n-re (a 6 lei) ;
anul IX, 1959, 4 n-re (a 7 lei).

Numerele se pot comanda, direct sau prin poştă, prin

LIBRĂRIA ACADEMIEI

Bucureşti, Calea Victoriei nr. 27.

Numerele curente se găsesc de vînzare la orice librărie ştiinţifică din ţară.

Abonamentele se fac la oficiile poştale, prin factorii poştali şi difuzorii voluntari din întreprinderi şi instituţii.

Pentru străinătate, cererile de numere izolate sau de abonamente se fac prin întreprinderea de stat pentru comerţ exterior „Cartimex" I.S.C.E., str. Aristide Briand nr. 14, sau Căsuţa poştală 134—135, Bucureşti.

Lei 7.—

F 923

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

REFERALVA

STUDII ŞI CERCETĂRI DE

ENERGETICĂ

2
ANUL X
1960

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

2

ANUL X

1960

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

COMITETUL DE REDACȚIE

Acad. I. S. GHEORGHIU, R. RĂDULEȚ, membru corespondent al Academiei R. P. R. — *redactor responsabil;* A. AVRAMESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.; M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.; C. APETREI — *redactor responsabil adjunct;* G. BĂRĂNESCU; I. BLUM; E. ARIE — *secretar științific;* C. BÎLĂ; V. PIMSNER; M. ROSEMBERG.

STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

APARE DE 4 ORI PE AN

Redacția : BUCUREȘTI, Șos. Vitan nr. 236

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul X, nr. 2 1960

SUMAR

Pag.

ENERGETICĂ GENERALĂ

TEODOR MICLESCU, Precizia prognozelor 209

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

N. PĂNOIU, C. CAZACU şi Fl. WESTFRIED, Asupra posibilităţilor de ardere a lignitilor din R.P.R. în strat fluidizat 219

VICTOR PIMSNER şi ADRIAN CĂLIN VASILESCU, Direcţii de cercetare în stabilirea influenţei caracteristicilor fizico-chimice ale combustibilului asupra motorului turboreactor 229

JIRI SIMONEK şi LADISLAV MICHALICKA, Posibilităţile unei îmbunătăţiri economice în procedeul conversiunii oxidului de carbon cu ajutorul vaporilor de apă sub presiune 245

C. ARAMĂ, CH. VASILIU şi I. ŞTEFAN, Reducerea consumului specific de combustibil prin supracomprimare şi modificarea avansului la aprindere . 261

GEORGE BĂRĂNESCU şi ADRIAN CĂLIN VASILESCU, Determinarea sfîrşitului arderii la motoarele cu ardere internă 271

M. NĂSTASE, Contribuţii la studiul experimental al întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu aprindere prin comprimare 287

ADRIAN CĂLIN VASILESCU, VICTOR PIMSNER şi IULIU CSERVENY, Determinări experimentale asupra valorii coeficienţilor de pierderi ale compresorului cu jet cu camera de amestec de presiune constantă 313

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

C. M. DJUVARLÎ, Deshidratarea ţiţeiului prin metoda impulsurilor electrice 329

F. MANEA, Generatorul echivalent al mai multor maşini sincrone în regimuri tranzitorii electromagnetice. I 343

C. V. BĂLĂ, Pierderile în rotorul masiv al turboalternatorului la funcţionarea în regim asincron 353

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

Pag.

FLORIN STĂNCIULESCU, Rezolvarea circuitelor electrice neliniare cu ajutorul transformării Laplace 369

TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR

I. BLUM, FR. BOLCHI, I. NISTOR, N. IMBREA şi V. CIOLAC, Separări gravimetrice comparative din sorturile granulometrice iniţiale ale cărbunilor de la Petrila şi Lupeni 387

I. BLUM şi I. NISTOR, Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. I. Cercetări în fază de laborator . . . 397

I. BLUM, FR. BOLCHI şi M. MIHAIL, Defenolarea apelor reziduale din industriile carbochimice. Cercetări privind defenolarea apelor reziduale de la staţiile de gazificare a lignitilor 411

NOTE 423

RECENZII 437

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том X, № 2 1960

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Т. МИКЛЕСКУ, Точность предвидений 209

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ТЕРМОТЕХНИКА

Н. ПЭНОЮ, К. КАЗАКУ и Ф. ВЕСТФРИД, О возможности сжигания румынских лигнитов в кипящем слое 219

ВИКТОР ПИМСНЕР и АДРИАН КЭЛИН ВАСИЛЕСКУ, Направления исследования при определении влияния физико-химических характеристик топлива на работу турбореактивного двигателя 229

Ж. СИМОНЕК и Л. МИХАЛИКА, Возможности получения экономии вследствие конверсии давлением окиси углерода с помощью водяного пара 245

К. АРАМЭ, Г. ВАСИЛИУ и И. ШТЕФАН, Снижение удельного расхода горючего путем нагнетания и изменением предварения зажигания 261

Г. БЭРЭНЕСКУ и А. К. ВАСИЛЕСКУ, Определение конца сгорания в двигателях внутреннего сгорания 271

М. НЭСТАСЕ, К экспериментальному изучению запаздывания самовоспламенения в двигателях с воспламенением от сжатия 287

В. ПИМСНЕР, А. К. ВАСИЛЕСКУ и Ю. ГЕРВЕНИ, Опытные определения значений коэффициентов потерь газового струйного компрессора с камерой смешения при постоянном давлении 313

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

К. М. ДЖУВАРЛЫ, Электроимпульсный метод обезвоживания нефти . 329

Ф. МАНЯ, Эквивалентный генератор нескольких синхронных машин в электромагнитных переходных режимах 343

К. БЭЛЭ, Потери в массивном роторе турбоальтернатора при работе в асинхронном режиме 353

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

Стр.

ФЛОРИН СТЭНЧУЛЕСКУ, Решение эадач по нелинейным электрическим цепям с помощью преобразований Лапласа 369

ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА

И. БЛЮМ, Ф. БОЛКИ, И. НИСТОР, Н. ИМБРЯ и В. ЧОЛАК, Сравнительные весовые отделения первичных гранулометрических сортов углей месторождения „Петрила" и „Лупень" 387

И. БЛЮМ и И. НИСТОР, Коксовые брикеты из неспекаемых или плохо спекаемых углей, полученные термохимической обработкой. I. Лабораторные исследования 397

И. БЛЮУМ, Ф. БОЛКИ и М. МИХАИЛ, Дефенолизация сточных вод в угольно-химической промышленности. Исследования по дефенолизации сточных вод от установок для газификации лигнита . 411

ЗАМЕТКИ 423

РЕЦЕНЗИИ 437

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome X, n° 2 1960

SOMMAIRE

Page

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE

T. MICLESCU, Précision des prévisions 209

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

N. PĂNOIU, C. CAZACU et FL. WESTFRIED, Sur les possibilités de brûler les lignites roumains en couche fluidisée 219

V. PIMSNER et A. C. VASILESCU, Voies de recherches pour la détermination de l'influence des caractéristiques physico-chimiques du combustible sur le moteur turboréacteur 229

J. SIMONEK und L. MICHALICKA, Möglichkeiten der Einsparung der Druckkonversion des Kohlenoxyds durch Wasserdampf 245

C. ARAMĂ, CH. VASILIU et I. ŞTEFAN, Réduction de la consommation spécifique de combustible par surcompression et modification de l'avance à l'allumage 261

G. BĂRĂNESCU et A. C. VASILESCU, Détermination de la fin de la combustion dans les moteurs à combustion interne 271

M. NĂSTASE, Contribution à l'étude expérimentale du retard à l'auto-allumage dans les moteurs à l'allumage par compression 287

A. C. VASILESCU, V. PIMSNER et I. CSERVENY, Déterminations expérimentales de la valeur des coefficients de pertes du compresseur à jet, avec chambre de mélange à pression constante 313

ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE

C. M. DJUVARLÎ, Déshydratation du pétrole brut par la méthode des chocs électriques 329

F. MANEA, Génératrice équivalente à plusieurs machines synchrones en régimes électromagnétiques transitoires 343

C. V. BĂLĂ, Pertes dans le rotor massif d'un turbo-alternateur fonctionnant en régime asynchrone 353

ÉDITIONS DE L'ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

Page

FL. STĂNCIULESCU, La solution des circuits électriques non linéaires au moyen de la transformation de Laplace 369

TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES

I. BLUM, FR. BOLCHI, I. NISTOR, N. IMBREA et V. CIOLAC, Séparations gravimétriques comparatives des sortes granulométriques initiales des charbons de Petrila et de Lupeni 387

I. BLUM et I. NISTOR, Coke en briquettes fabriqué, avec de charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants, par un traitement thermo-chimique. I. Recherches à l'échelle laboratoire 397

I. BLUM, FR. BOLCHI et M. MIHAIL, Déphénolation des eaux résiduaires dans les industries carbo-chimiques. Recherches sur la déphénolation des eaux résiduaires dans les installations de gazéification des lignites 411

NOTES 423

COMPTES RENDUS 437

PRECIZIA PROGNOZELOR*)

DE

TEODOR MICLESCU

1. Ritmul din ce în ce mai rapid în care cresc astăzi necesităţile de energie şi nevoia planificării instalaţiilor energetice pentru acoperirea lor, impun energeticienilor efectuarea de previziuni asupra mărimii consumului de energie în anumiţi ani, astfel aleşi, încît să răspundă nevoilor planificării de perspectivă.

Această situaţie explică abundenţa articolelor în literatura energetică, conţinînd prognoze în legătură cu dezvoltarea sectorului energetic. Cel mai ades se fac prognoze asupra consumului de energie şi puterii maxime consumate, mărimi caracteristice pentru sistemul energetic. Prognozele efectuate pe baza diferitelor metode se rezumă în una sau două cifre, care reprezintă în primul caz, valoarea prognosticată a mărimii în discuţie, într-un anumit an, sau, în al doilea caz, limitele între care se prevede că această mărime poate apărea. După metodele utilizate, prognozele asupra aceleiaşi mărimi diferă, în general, de la autor la autor.

Toate aceste prognoze se caracterizează prin faptul că nu se arată explicit gradul de siguranţă care le însoţeşte. Acest lucru împiedică, de exemplu, compararea mai multor prognoze efectuate, prin metode diferite, asupra aceleiaşi mărimi.

În articolul de faţă, considerîndu-se prognoza ca o variabilă aleatorie, se determină probabilitatea de realizare a sa. Această probabilitate arată şi gradul de nesiguranţă în determinarea prognozei, şi permite compararea obiectivă a mai multor prognoze.

2. Se va arăta mai jos cum poate fi determinată probabilitatea unei prognoze, făcută prin metoda coeficientului mediu de variaţie anuală a unei anumite mărimi (C.V.A.), stabilind variaţia în timp, pe o perioadă trecută, a valorii medii a C.V.A., extrapolînd pentru un număr oarecare de ani legea de variaţie găsită, şi calculînd apoi valoarea pe care va

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 12 decembrie 1959.

avea-o într-un anumit an mărimea studiată, plecînd de la valoarea ei în anul de bază.

Dacă

c_i este valoarea coeficientului de variație anuală (C.V.A.) în anul i,

y_i este valoarea în anul i a mărimii prognosticate,

y_0 este valoarea mărimii prognosticate, în anul de bază, atunci prognoza mărimii y în anul n va fi

$$y_n = y_0 \cdot c_1 \cdot c_2, \ldots, c_n. \tag{1}$$

Pentru a stabili probabilitatea de realizare a unei prognoze, trebuie luate în considerare fluctuațiile C.V.A. în jurul valorilor sale medii, adică trebuie considerat C.V.A. ca o variabilă statistică.

Fluctuațiile C.V.A. în jurul valorilor medii se datoresc unei multitudini de factori, care, neputînd fi studiați în ansamblul lor, fac necesară tratarea C.V.A. ca o variabilă statistică. Atunci, problema se reduce la a găsi repartiția teoretică ce se apropie cel mai mult de repartiția empirică formată de valorile concrete ale C.V.A. De exemplu, creșterea anuală de energie este datorită apariției de noi consumatori, atît în noile instalații, cît și în cele vechi; numărul noilor consumatori este mare, influența fiecăruia dintre ei asupra creșterii anuale de energie fiind mică, iar dependența reciprocă neînsemnată. De aceea, creșterea anuală de energie — și deci și coeficientul de variație anuală a consumului de energie — reprezintă variabile statistice avînd o repartiție apropiată de cea normală. Figura 1 reprezintă evoluția în timp a coeficientului de variație anuală a consumului de energie corespunzător unei regiuni economice.

Luînd în considerare faptul că variabila statistică reprezentînd coeficientul de variație anuală are o repartiție apropiată de cea normală, că valorile ei empirice sînt concentrate în jurul unității și că el nu poate lua decît valori pozitive, s-a făcut *ipoteza* că logaritmul coeficientului de variație anuală are o repartiție normală. Această ipoteză a fost confirmată de cazurile concrete studiate.

Notînd cu

X_i variabila statistică reprezentînd coeficientul de variație anuală, în anul i,

și cu Y_i variabila statistică reprezentînd mărimea prognosticată în anul i, putem scrie formula

$$Y_n = y_0 \prod_{i=1}^{i=n} X_i, \tag{2}$$

care diferă de formula (1) prin faptul că toate mărimile în afară de y_0 sînt variabile statistice.

Luînd logaritmii în expresia (2) se obține expresia

$$U_n = \sum_{i=1}^{i=n} V_i, \tag{3}$$

unde

$$U_n = \log Y_{*n}, \quad Y_{*n} = \frac{Y_n}{y_0}, \quad V_i = \log X_i,$$

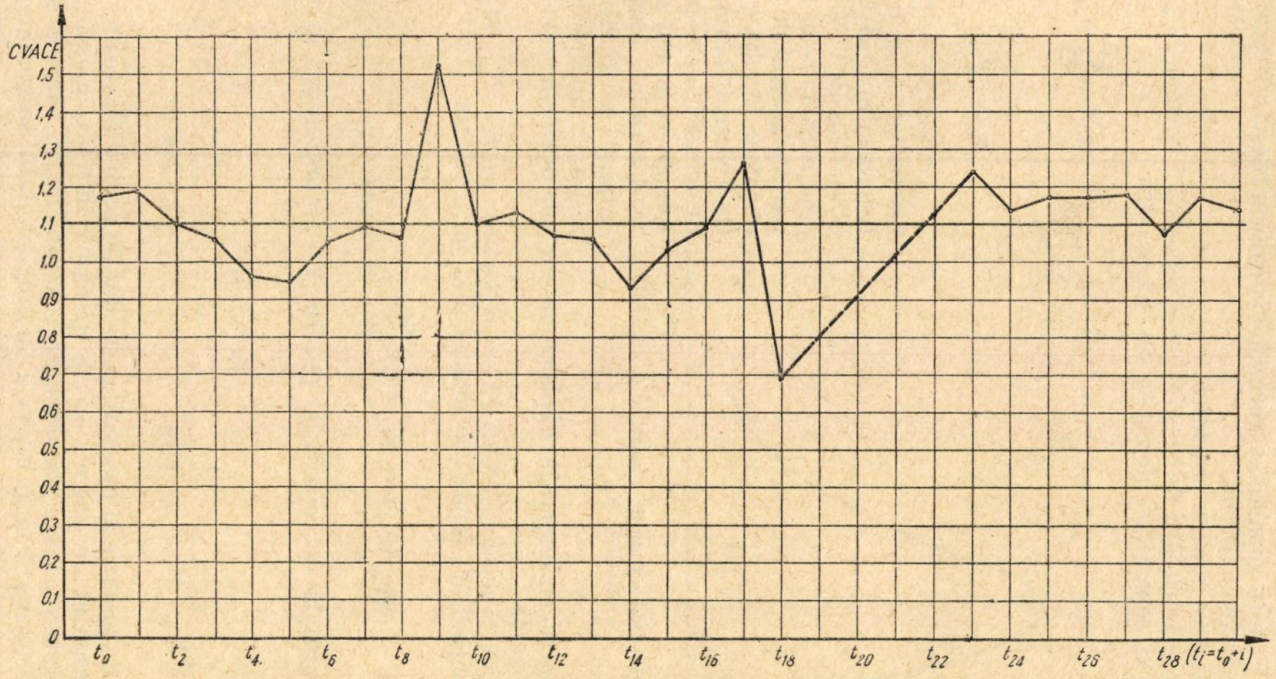


Fig. 1. — Variația în timp a coeficientului de variație anuală a consumului de energie (CVAE).

Y_{*n} și U_n sînt funcții de n variabile statistice independente. Conform ipotezei făcute, V_i este repartizat normal, cu parametrii

a_i ca valoare medie și

σ_i ca abatere medie patratică.

Datorită proprietății de stabilitate a repartiției normale, U_n va avea de asemenea o repartiție normală, cu parametrii

$$\bar{a}_n = \sum_{i=1}^{i=n} a_i, \qquad (4)$$

și

$$\bar{\sigma}_n = \sqrt{\sum_{i=1}^{i=n} \sigma_i^2}. \qquad (5)$$

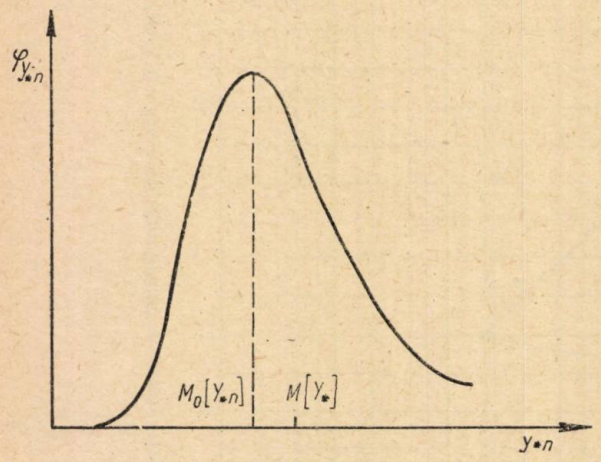


Fig. 2. — Funcția diferențială de repartiție a variabilei statistice Y_{*n}.

Valorile empirice ale mărimilor a_i și σ_i se determină din șirul de valori observate ale C.V.A. Aplicînd metoda celor mai mici patrate acestui șir de valori obținem funcția $a_i = f(t_i)$. Cu ajutorul abaterilor față de această curbă pentru un număr fix de ani succesivi, se determină aproximația empirică a valorii σ_i ce corespunde anului de mijloc. Repetînd operația cu intervalul deplasat cu un an, obținem valoarea σ_{i+1} și așa mai departe.

Cunoscînd funcția diferențială de repartiție pentru U_n, se trece la funcția diferențială de repartiție pentru Y_{*n}, prin relația

$$\varphi_{Y_{*n}}(y_{*n}) = \varphi_{U_n}(u_n) \left.\frac{du_n}{dy_{*n}}\right|_{u_n = u_n(y_{*n})}. \qquad (6)$$

Funcția diferențială de repartiție, pentru Y_{*n}, reprezentată în figura 2, este

$$\varphi_{Y_{*n}}(y_{*n}) = \frac{1}{\bar{\sigma}_n \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\log y_{*n} - \bar{a}_n)^2}{2\bar{\sigma}_n^2}} \frac{1}{y_{*n} \cdot \log 10} \qquad (7)$$

Gradul de precizie al prognozei este dat de probabilitatea ca valoarea reală a consumului de energie să se găsească într-un anumit interval. Deoarece ne interesează o probabilitate cît mai mare, căutăm probabilitatea maximă aferentă unui interval de lungime dată, lungime exprimată de exemplu în funcție de valoarea medie pe care o poate lua mărimea prognosticată în anul n. Y_{*n} avînd o repartiție asimetrică, intervalul cel mai probabil are valoarea mijlocie mai mare decît modulul variabilei Y_{*n}.

Pentru a găsi limitele intervalului cel mai probabil (y_{*n1}, y_{*n2}), căutăm maximul probabilității:

$$P(y_{*n1} < Y_{*n} < y_{*n2}) = \int_{y_{n1}}^{y_{n2}} \varphi_{Y*n}(y_{*n})\, dy_{*n} \tag{8}$$

de unde, punînd $\frac{dP}{dy_{*n}} = 0$, rezultă:

$$\varphi_{Y*n}(y_{*n1}) = \varphi_{Y*n}(y_{*n2}), \tag{9}$$

condiție care permite determinarea valorilor y_{*n1} și y_{*n2}.

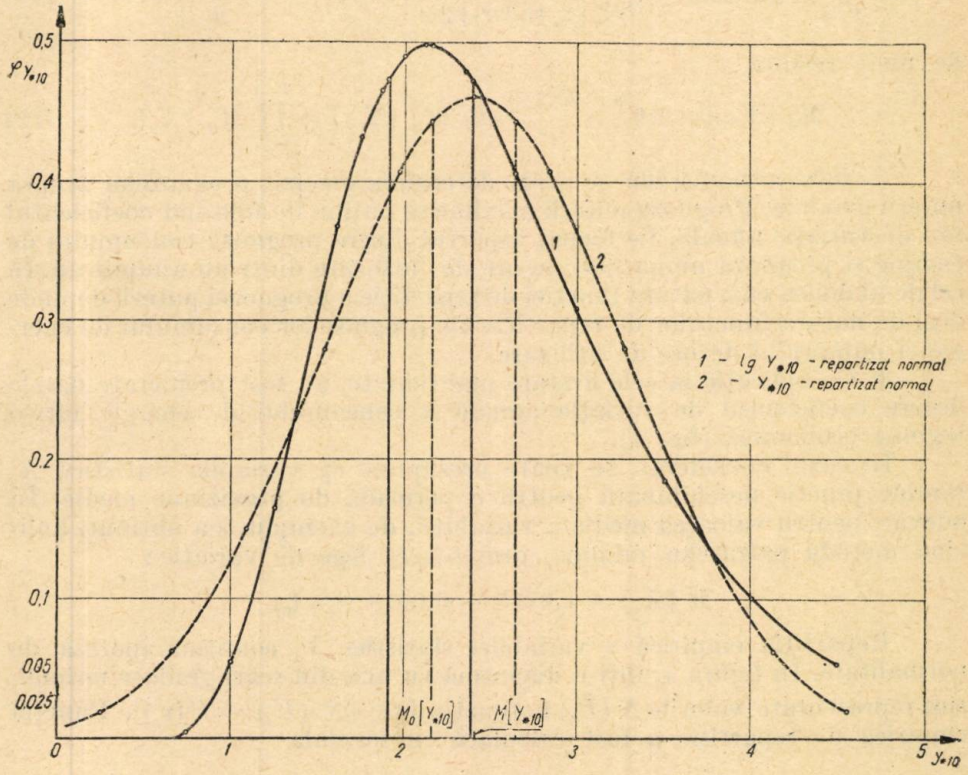


Fig. 3. — Stabilirea intervalului cel mai probabil într-un caz dat (lungimea intervalului 0,2 $M[Y_{*10}]$).

În figura 3, se poate urmări determinarea grafică, într-un caz concret, a intervalului cel mai probabil. Pe aceeași figură este reprezentată punctat repartiția normală a unei variabile avînd caracteristicile variabilei Y_{*n}.

Valoarea medie a variabilei statistice Y_{*n} se determină pe baza relației (2), observînd că mărimile X_i sînt independente între ele. Se obține atunci

$$M\,[Y_{*n}] = \prod_{i=1}^{i=n} M\,[X_i]. \tag{10}$$

Din relația (10) rezultă concluzia importantă că prognoza stabilită prin extrapolarea legii de variație a coeficientului mediu de variație anuală este tocmai valoarea medie a prognozei considerată ca variabilă statistică.

Modulul variabilei statistice Y_{*n} se obține prin derivarea și anularea funcției sale de diferențiale

$$\frac{d}{dy_{*n}}\varphi_{Y*n}(y_{*n}) = \frac{d}{dy_{*n}}\left[\frac{1}{\bar{\sigma}_n \ln 10 \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\log y_{*n} - \bar{a}_n)^2}{2\bar{\sigma}_n^2}} \frac{1}{y_{*n}}\right] = 0, \tag{11}$$

de unde rezultă

$$M_0\,[Y_{*n}] = 10^{\bar{a}_n - \bar{\sigma}_n^2 \ln 10} \quad \text{sau} \quad M_0\,[Y_{*n}] = \prod_{i=1}^{i=n} M_0\,[X_i]. \tag{12}$$

Pe baza acelorași idei se poate determina precizia prognozelor asupra puterii maxime. Prognoza puterii maxime se obține fie folosind coeficientul său de variație anuală, fie făcînd raportul dintre prognoza consumului de energie și prognoza numărului de ore de utilizare dintr-un anumit an. În cel de-al doilea caz, natura funcției de repartiție a prognozei puterii depinde deci de natura funcțiilor de repartiție ale prognozelor consumului de energie și numărului de ore de utilizare.

3. Ca aplicație la cele arătate mai înainte, au fost prelucrate datele despre coeficientul de variație anuală a consumului de energie într-o regiune economică (fig. 1).

În cazul considerat, se poate presupune că variabila statistică X_i rămîne practic neschimbată pentru o perioadă de previziune medie. În adevăr, pentru valoarea medie a variabilei, de exemplu, s-a obținut, aplicînd metoda patratelor minime, următoarea lege de variație:

$$M\,[X_i] = 1{,}0715 + 0{,}0018\,(t_i - t_0).$$

Repartiția empirică a variabilei statistice V_i confirmă ipoteza de normalitate. În figura 4, într-o diagramă cu una din scări gradate normal, sînt reprezentate valorile $N\,(\overline{U}_i)$ în funcție de v_i $[N\,(\overline{U}_i) = \overline{F}\,(v_i)]$. Funcția empirică de repartiție a fost calculată cu formula

$$\overline{F}\,(v_i) = \frac{n_{v_i} - \frac{1}{2}}{n},$$

unde

n_{v_i} — numărul valorilor variabilei V_i mai mici ca v_i,

n — numărul total al valorilor variabilei statistice.

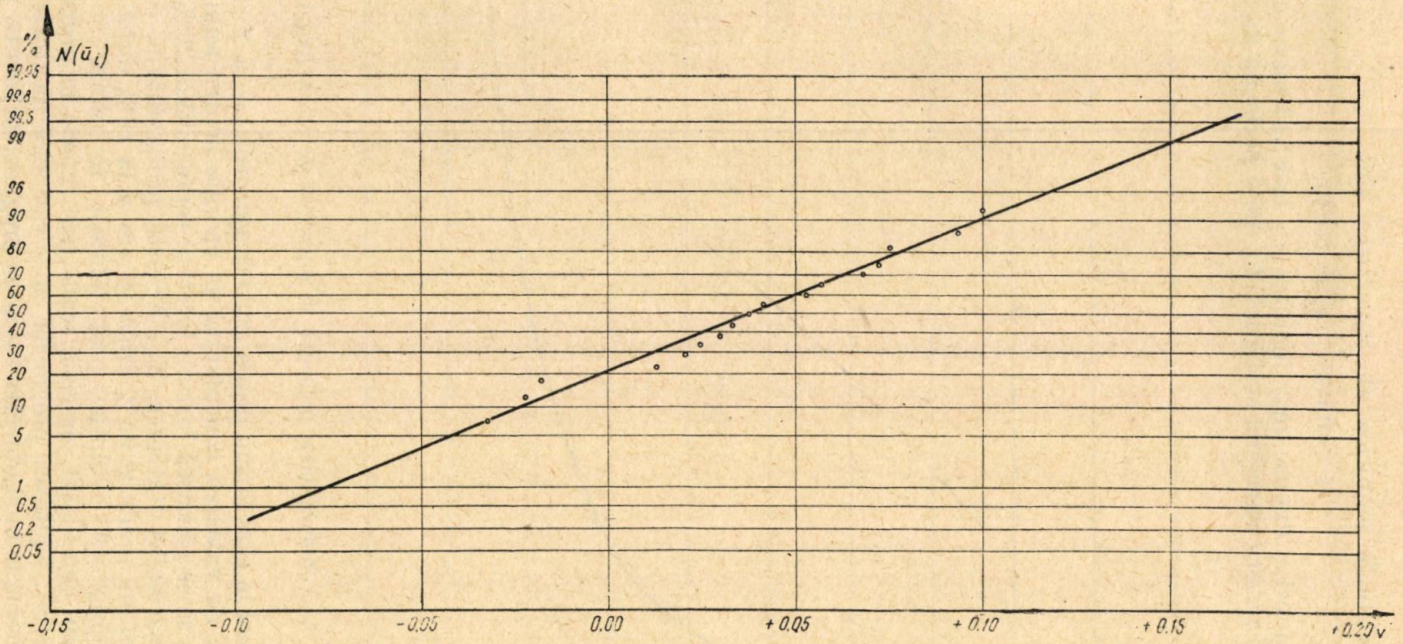


Fig. 4. — Reprezentarea valorilor $N(\bar{U}_i) = \bar{F}(v_i)$.

Caracteristicile empirice ale repartiției sînt

$$\bar{v} = 0{,}038 \quad s_v = 0{,}049.$$

Conform celor expuse mai înainte, au fost calculate dispersiile și valorile medii pentru variabila statistică U_n pe o perioadă de 20 ani, anul

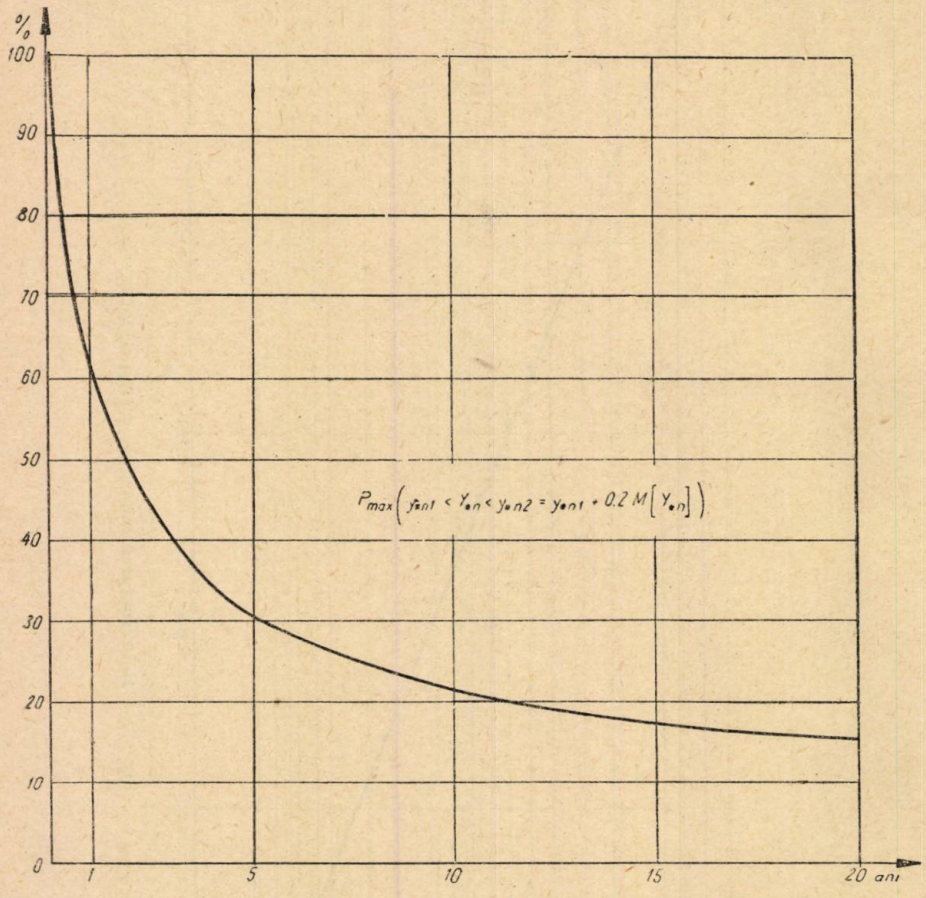


Fig. 5. — Probabilitatea prognozei în intervalul de 0,2 $M\,[Y_{*_n}]$.

de bază fiind cel în care facem prognoza. Cu ajutorul lor a fost calculată probabilitatea ca valoarea consumului de energie pentru anul în care se face prognoza să se găsească într-un interval reprezentînd 20% din valoarea medie a variabilei statistice, Y_n. Această probabilitate, care este de 63% în primul an, scade la 22% după 10 ani și la 16% după 20 de ani. Figura 5 reprezintă evoluția probabilității în timp.

În cazul considerat, precizia scade mai repede în primii 5 ani.

4. Concluzii. Tratarea prognozei ca o variabilă aleatorie dă posibilitatea de a aprecia în mod obiectiv valoarea prognozelor făcute prin extra-

polarea în timp a legii de variație a coeficientului mediu de variație anuală a mărimii de prognosticat.

O asemenea tratare permite de asemenea alegerea celei mai bune metode de prognoză a unei mărimi.

Metoda poate fi folosită împreună cu corelațiile ce se pot stabili între diferiți indici economici. Aplicînd calculul de mai sus unui anumit indice de bază, se poate obține apoi valoarea prognozei efectuate asupra oricăruia dintre ceilalți indici.

ТОЧНОСТЬ ПРЕДВИДЕНИЙ

РЕЗЮМЕ

Предвидения, делаемые в настоящее время для различных экономических показателей, лишены объективного критерия относительно степени точности. В настоящей статье показывается каким образом, считая предвидения как стохастическую переменную, в качестве объективного критерия появляется вероятность, что предвидение осуществлялось в определенных пределах.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Изменение во времени коэффициентов годового вариирования расхода энергии.

Рис. 2. — Дифференциальная функция распределения стохастического переменного Y_{*_n}.

Рис. 3. — Определение наиболее вероятного промежутка при заданном случае (длина промежутка 0,2 $M\,[Y_{*_{10}}]$).

Рис. 4. — Представление значений $N\,(\bar{U}_i) = \bar{F}\,(v_i)$.

Рис. 5. — Вероятность предвидений в промежутке 0,2 $M\,[Y_{*_n}]$.

PRÉCISION DES PRÉVISIONS

RÉSUMÉ

Les prévisions que l'on fait actuellement, sur les divers indices économiques, manquent d'un critérium objectif en ce qui concerne le degré de précision de la prévision. L'auteur montre que, si la prévision est traitée comme une variable aléatoire, le critérium objectif recherché sera la probabilité pour que la prévision soit réalisée entre certaines limites.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Variation avec le temps du coefficient de variation annuelle de la consommation d'énergie (*CVACE*).

Fig. 2. — Fonction différentielle de répartition de la variable statistique Y_{*_n}.

Fig. 3. — Établissement de l'intervalle le plus probable dans un cas déterminé (longueur de l'intervalle 0,2 $M\,[Y_{*_{10}}]$).

Fig. 4. — Représentation des valeurs $N(\overline{U}_i) = \overline{F}(v_i)$.

Fig. 5. — Probabilité de la prévision dans l'intervalle de 0,2 $M\,[Y_{*_n}]$.

BIBLIOGRAFIE

1. И. В. Дунин-Барковский, И. В. Смирнов, *Теория вероятностей и математическая статистика в технике* (*общая часть*). Государственное издательство техно-теоретической литературы, Москва, 1955.

ASUPRA POSIBILITĂŢILOR DE ARDERE A LIGNIŢILOR DIN R. P. R. ÎN STRAT FLUIDIZAT *)

DE

N. PĂNOIU, C. CAZACU şi Fl. WESTFRIED

1. După cum reiese dintr-o serie de lucrări anterioare [1], [2], [3], ligniţii romîneşti au caracteristici energetice defavorabile arderii. Este de remarcat în acest sens, conţinutul mare de balast (45—70%) şi în special o cantitate mare de cenuşă raportată la masa uscată (30—50%). Paralel cu acestea, situarea punctelor caracteristice ale zgurilor la temperaturi scăzute de 900—1200°C ridică complicate probleme de aglutinarea zgurii pe grătare şi de stabilitate a procesului de ardere [4], [5].

O serie de lucrări ale Institutului de energetică efectuate pînă în prezent în domeniul arderii ligniţilor, au dat rezultate concrete (arderea în strat pe grătarul cu împingere răsturnată şi arderea în stare pulverizată cu ajutorul morilor ventilator). Pe lîngă aceste cercetări de necesitate imediată, se studiază în cadrul Institutului de energetică tehnica arderii în stare fluidizată. Cercetările în acest domeniu au fost începute prin efectuarea unui studiu critic documentar [6] asupra stadiului actual în care se găseşte problema arderii în pat fluidizat pe deoparte şi dezvoltarea instalaţiilor de ardere pe de altă parte.

2. Pe baza caracteristicilor ligniţilor noştri şi a fondului teoretic şi experimental desprins din studiul amintit s-a trecut la realizarea unei instalaţii pilot de ardere în stare fluidizată.

Instalaţia experimentală se compune din două elemente principale :

— focarul propriu-zis prezentat în figura 1.

— schimbătorul de căldură şi instalaţiile anexe.

2.1. Focarul propriu-zis *1* este de formă paralelipipedică cu un volum de 1 m^3 avînd secţiunea de 0,32 m^2 (0,8 × 0,4 m) şi înălţimea de 3,3 m.

La baza focarului se află grătarul *2* constituit dintr-o placă cu orificii de 3 mm avînd o secţiune liberă de 6% prin care se insuflă aerul

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 10 decembrie 1959.

necesar fluidizării. Pe placa de grătar se sprijină două plane înclinate *3* din cărămidă refractară aşezate pe adîncimea focarului care reduc secţiunea de insuflare de la 0,32 m² la cota 0,40 m la 0,144 m² la cota 0,0m. Focarul se continuă la partea superioară cu un canal orizontal *4* după care drumul de gaze urmează parcursul descendent *5* spre canalul de legătură cu schimbătorul de căldură.

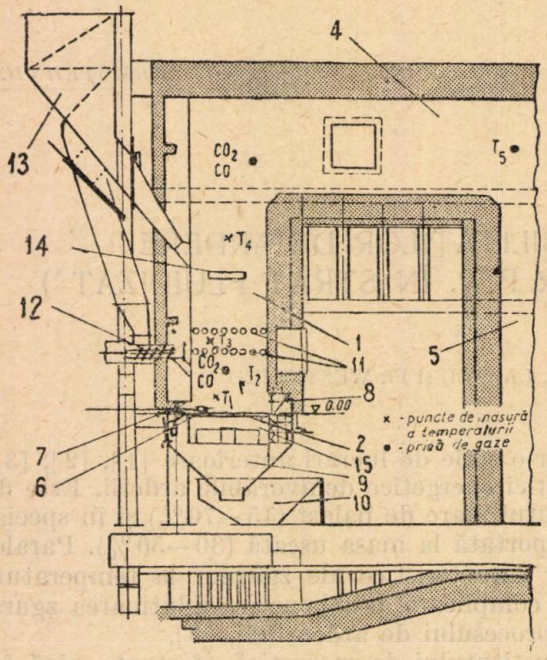


Fig. 1. — Instalaţia experimentală de ardere în pat fluidizat.
1 — focar; *2* — placă de grătar; *3* — plane înclinate; *4* — canal orizontal de gaze; *5* — canal vertical descendent de gaze; *6* — bară de raşchetarea plăcii de grătar; *7* — trapă de evacuarea zgurii; *8* — clapă de evacuarea zgurii; *9* — pîlnie de evacuarea zgurii; *10* — cuvă cu apă; *11* — orificii de insuflarea aerului secundar; *12* — alimentator cu melc; *13* — buncăr; *14* — buncăr lateral; *15* — cutie de insuflarea aerului de fluidizare.

Evacuarea zgurii se efectuează cu ajutorul unui dispozitiv cu acţionare manuală compus din bara *6* de raşchetare a plăcii de grătar, trapa anterioară *7* şi clapa posterioară *8* prin intermediul cărora, pe de o parte, se evacuează zgura în pîlnia *9* prevăzută cu închizător hidraulic şi, pe de altă parte, se asigură etanşarea focarului faţă de pîlnia de zgură. Bara *6* avînd lungimea de 180 mm şi înălţimea de 25 mm permite raşchetarea plăcii de grătar în spaţiul dintre planele înclinate. Îndepărtarea zgurii din cuva *10* se efectuează manual. Pe părţile laterale ale focarului sînt amplasate orificiile *11* de insuflarea aerului secundar la cotele 0,7 m şi 1,2 m pe peretele lateral dreapta respectiv 1,0 m şi 1,4 m pe peretele lateral stînga.

Alimentarea cu combustibil se poate realiza:

— la cota 0,6 m (în strat) prin intermediul unui melc *12* cu viteză reglabilă;

— la cota 1,6 m (deasupra stratului) din buncărul frontal *13*;

— la cota 1,5 m (deasupra stratului) din buncărul lateral *14*.

În timpul încercărilor preliminare au fost utilizate succesiv toate sistemele de alimentare, alegîndu-se pentru încercările de arderea lignitilor sistemul alimentării pe deasupra stratului din buncărul lateral *14*.

2.2. Gazele de ardere sînt răcite într-un cazan ingnitubular în vederea evacuării lor prin tiraj forţat.

Aerul de ardere necesar instalaţiei este insuflat cu un ventilator centrifugal cu debitul de 1 800 Nm³/h şi presiunea de 800 mm col. apă în cutia de aer de fluidizare *15* situată sub placa de grătar.

Focarul se încălzește cu ajutorul unui arzător de combustibil lichid cu pulverizare mecanică amplasat pe peretele posterior al focarului la cota 1,7 m.

3. În timpul cercetărilor experimentale s-au urmărit exclusiv procesele care au loc în focar în vederea încadrării caracteristicilor globale ale procesului de ardere în strat fluidizat cu rezultate calitative și cantitative în cazul concret al ligniților din R.P.R.

Obiectivele de cercetare în cadrul tematicii experimentale au fost următoarele :

a) Valabilitatea procedeului pentru arderea ligniților din R.P.R. ;

b) Influența granulației combustibilului asupra stabilității arderii ;

c) Regimul aerodinamic necesar menținerii stratului în stare fluidizată ;

d) Influența nivelului alimentării cu combustibil asupra stabilității aprinderii ;

e) Influența geometriei focarului asupra stabilității regimului de fluidizare ;

f) Regimul de temperaturi pe înălțimea focarului ;

g) Desfășurarea procesului de ardere pe înălțimea focarului.

În prima etapă de cercetare (1959) s-au urmărit în amănunt primele două obiective și s-au făcut tatonări experimentale în vederea delimitării celorlalte obiective ce rămîn a fi studiate în continuare (1960).

4. Încercările experimentale au fost efectuate în două faze :

— Încercări de funcționarea instalației efectuate cu rumeguș și cu mixte de Valea Jiului ;

— Încercări experimentale de ardere efectuate cu lignit de Schitu-Golești.

4.1. La încercările preliminare de ardere s-a folosit drept combustibil :

— rumeguș

— rumeguș în amestec cu mixte de Valea Jiului

— mixte Valea Jiului

Aceste încercări au avut drept scop să edifice cercetarea asupra modului de desfășurare a procesului de ardere în cazul unor combustibili cu caracteristici energetice superioare ligniților, pe de o parte, și să verifice posibilitățile experimentale ale instalației, pe de altă parte.

Primele încercări au condus la cîteva raționalizări funcționale ale instalației precum și la verificarea valabilității procedeului în cazul arderii rumegușului și mixtelor cărbunilor din Valea Jiului.

4.2. Încercările de ardere a lignitului de Schitu-Golești au fost efectuate folosindu-se sortul comercial 0—80 mm pregătit la granulațiile impuse de cercetarea experimentală.

În tabela 1, se prezintă datele experimentale și rezultatele obținute în cazul arderii lignitului de Schitu-Golești.

Din analiza valorilor prezentate în tabela 1 se pot constata următoarele :

4.2.1. Combustibilul utilizat a avut o umiditate relativ scăzută (care a variat între 17 și 22%) ; conținutul de cenușă raportat la masa de lucru, s-a menținut la valori medii (a variat între 15 și 23% înregistrînd

şi valori de 33%), iar puterea calorifică, din cauza uscării suferite de combustibil în depozit, a înregistrat valori relativ ridicate (domeniul de variaţie fiind 2 900—4 000 kcal/kg), analizele încadrînd astfel combustibilul folosit în gama lignitilor de calitate bună.

Încercările de ardere au cuprins o gamă largă de intervale granulometrice după cum urmează:

0—1 mm (încercarea 24),
0—2 mm (încercarea 27),
0—4 mm (încercările 28—29),
1—2 mm (încercarea 30),
2—4 mm (încercările 31—32),
0—10 mm (încercările 33,34, 35, 36, 37).

4.2.2. În timpul încercărilor preliminare s-a constatat o inerţie redusă a instalaţiei experimentale. Acest lucru a permis micşorarea duratei încercărilor fără ca aceasta să influenţeze desfăşurarea probelor.

Durata încercărilor de 1—2 ore a fost considerată în general edificatoare pentru urmărirea procesului de ardere şi a stabilităţii acestuia deoarece intervalul probei a urmat după o funcţionare prealabilă a focarului cu acelaşi combustibil.

4.2.3. Temperaturile măsurate în focar au înregistrat valori cuprinse între 1000 şi 1200°C cu excepţia probei 33 la care excesul mărit de aer ($\alpha = 1{,}51$) a condus la răcirea focarului.

Este de remarcat faptul că temperaturile înregistrează o creştere de circa 100°C pe înălţimea focarului fapt care dovedeşte, pe de o parte, stabilitatea procesului de ardere şi, pe de altă parte, degajarea progresivă de căldură în incinta focarului. Regimul termic ridicat din focar a uşurat pregătirea termică a combustibilului în căderea sa spre nivelul de fluidizare.

Se observă din datele prezentate în tabela 1 că temperaturile înregistrate la baza stratului fluidizat (cota 0,2 m) au fost în general cuprinse între 800 şi 1000°C cu tendinţe de scădere la granulaţiile mari.

Temperaturile înregistrate la sfîrşitul canalului orizontal cuprinse între 900 şi 1100°C relevă faptul că, în general, arderea se termină în focar.

4.2.4. Analizele de gaze efectuate la sfîrşitul focarului confirmă acest lucru, valorile oxidului de carbon situîndu-se între 0,6 şi 3,3%. Valoarea de 3,8% înregistrată la încercarea 32 se datoreşte faptului că proba a avut loc fără insuflare de aer secundar.

Trebuie notat însă că analizele de gaze efectuate în stratul fluidizat (cota 0,6 m) marchează un proces accentuat de gazeificare în prima treime a focarului (valorile oxidului de carbon fiind cuprinse între 4 şi 12%).

Excesul de aer în focar s-a păstrat în general la valori scăzute ($\alpha = 1{,}05—1{,}3$) cu excepţia încercărilor 30 şi 33 care au avut loc intenţionat cu excese mărite de aer.

4.2.5. Un aspect specific al procedeului de ardere în strat fluidizat îl constituie aerodinamica stratului. În acest sens trebuie arătat că în condiţiile funcţionării instalaţiei la cald, aerodinamica stratului diferă sensibil de condiţiile de studiu menţionate în literatură, care se referă la studii de pierdere de presiune şi viteze de fluidizare la instalaţii experimentale în

Tabela 1

Rezultatele încercărilor experimentale de ardere în pat fluidizat

Nr. crt.	Denumirea	U/M	Simbol	ÎNCERCAREA											
				24	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	Combustibilul	—		lignit Schitu-Goleşti											
2	Granulaţie	mm		0—1	0—2	0—4	0—4	1—2	2—4	2—4	0—1 : 2,4 % 1—2 : 15 % 2—6 : 57,6 % 6 : 25 %	0—1 : 31,8 % 1—2 : 24,5 % 2—4 : 34,1 % 4 : 8,7 %	0—1 : 63,8 % 1—2 : 21,8 % 2 : 14,4 %	0—1 : 48,9 % 1—2 : 21,1 % 2 : 30 %	0—1 : 50,8 % 1—2 : 20,4 % 2—4 : 21,2 % 4 : 7 %
3	Umiditatea totală	%	W^1	13,3	19,1	18,7	18,2	17,1	19,5	17,6	21,6	21,0	17,6	19,4	19,2
4	Cenuşă (la masa de lucru)	%	A^1	18 68	23,00	18,37	19,38	19,75	19,49	16,08	21,68	22,85	19,80	18,86	33,45
5	Puterea calorifică inferioară	kcal/kg	P_{ci}	4160	3540	3850	3820	3860	3850	4050	3470	3430	3830	3770	2890
6	Durata încercării	ore	h	2 1/6	1	1 1/3	2	2/3	2	1 1/2	1	1	1 2/3	1 2/3	1 2/3
7	Consum orar combustibil	kg/h	B	400	500	384	330	410	320	400	400	410	390	380	300
8	Temperatura în strat	°C	T_1	—	927	920	950	1000	1034	—	—	—	776	856	993
9	Temperatura în focar — cota 0,6 m	°C	T_2	1125	1171	1103	1105	1070	—	—	745	925	1086	1089	983
10	Temperatura în focar — cota 0,9 m	°C	T_3	1165	944	1025	1109	1160	1208	1184	893	1000	1055	1122	1090
11	Temperatura în focar — cota 1,5 m	°C	T_4	1216	1018	—	1108	1177	1156	1245	853	1020	1148	1171	1075
12	Temperatura la sfîrşitul canalului orizontal	°C	T_5	1009	1014	1042	1088	1090	1153	1155	807	913	973	1047	1040
13	CO_2 în focar	%	CO_{foc}	14,7	13,0	12,0	11,9	9,4	12,2	13,0	10,2	13,4	15,2	15,4	13,7
14	CO în focar	%	CO_{foc}	2,2	1,8	0,7	1,1	0,6	0,7	3,8	3,3	2,6	2,8	3 1	2,6
15	CO_2 în strat	%	$CO_{2str.}$	13,5	13,6	14,3	14,1	—	13,2	10,3	—	12,4	13,0	13,0	15,8
16	CO în strat	%	$CO_{str.}$	6,0	4,0	3,2	3,9	—	1,9	12,8	—	8,8	6,0	9,6	5,2
17	Excesul de aer la sfîrşitul focarului	—	α	1,05	1,18	1,17	1,04	1,44	1,23	1,30	1,51	1,27	1,15	1,16	1,22
18	*Debit de aer fluidizare*	%	D_{fl}	25,8	30,0	35,0	37,8	27,0	60,5	—	42,0	44,5	47,2	44	—
19	Presiunea de insuflare	mm col. apă	P_{ins}	9	11	18	13	15	21	14,5	53	23	14	15,4	13,7
20	Nearse în zgură	%	C_{zg}	69,60	54,29	61,95	53,86	40,52	42,23	47,35	54,59	63,75	70,13	63,17	52,82
21	Nearse în antrenate	%	C_{ant}	19,36	14,26	6,41	10,61	4,20	50,27	39,54	15,35	4,41	3,04	2,53	1,93
22	Pierderi de căldură prin ardere mecanic incompletă (în zgură)	%	q_{4zg}	22,95	20,62	21,77	10,28	8,97	8,00	13,55	18,54	21,13	26,27	18,65	24,29
23	Pierderi de căldură prin ardere mecanic incompletă (în antrenate)	%	q_{4ant}	5,55	5,28	2,03	3,72	1,13	20,2	9,95	6,16	1,67	0,93	0,65	1,61
24	Pierderea de căldură totală prin ardere mecanică incompletă	%	q_4	28,5	26,9	23,8	14,0	10,1	28,2	23,5	24,7	22,8	27,2	19,3	26,9
25	Pierderea de căldură prin ardere chimic incompletă	%	q_3	5,45	5,05	2,12	3,10	2,54	1,91	12,50	11,90	8,70	8,83	9,52	7,20
26	Randamentul arderii	%	η_a	66,05	68,05	74,08	82,90	87,36	69,89	64,00	63,40	68,50	63,97	71,18	65,9
27	Încărcarea termică aparentă spaţială	kcal/m³h	Q'_{foc}	1 650 000	1 770 000	1 480 000	1 260 000	1 580 000	1 230 000	1 620 000	1 390 000	1 420 000	1 510 000	1 430 000	875 000
28	Încărcarea termică reală spaţială	kcal/m³h	Q'_{foc}	1 180 000	1 310 000	1 130 000	1 090 000	1 420 000	885 000	1 240 000	1 050 000	1 080 000	1 100 000	1 155 000	640 000
29	Încărcarea aparentă gravimetrică pe secţiunea focarului	kg/m²h	Q'_{sect}	1 250	1 560	1 200	1 030	1 280	1 000	1 250	1 250	1 280	1 220	1 190	937
30	Încărcarea termică reală a secţiunii focarului	kcal/m²h	Q_{sect}	3 920 000	4 350 000	3 750 000	3 620 000	4 710 000	2 940 000	4 120 000	3 490 000	3 590 000	3 650 000	3 830 000	2 130 000

care nu are loc mărirea volumului agentului de fluidizare. La instalațiile experimentale de ardere citate în literatură se menționează doar raportul dintre aerul de fluidizare și aerul total necesar arderii respectiv presiunea de insuflare a aerului de fluidizare.

În ceea ce privește viteza de fluidizare, în cazul concret al acestor instalații, ea nu poate constitui un parametru esențial, valorile înregistrate de aceasta variind în limite foarte largi pe înălțimea focarului ca urmare a degajării de gaze care are loc, pe de o parte, și ca urmare a ridicării progresive a temperaturii agentului de fluidizare pe de altă parte.

În cazul instalației cercetate, valorile raportului aer de fluidizare la aer total s-au menținut între 25 și 47%; valorile reduse referindu-se la sorturile care au fracții mari. În cazul unor fracții mari situate într-un interval strîns (2—4 mm — încercarea 31) acest raport marchează o sensibilă mărire (60%).

În ceea ce privește presiunea din camera de insuflare s-au înregistrat valori cuprinse, în general, între 10 și 24 mm col. apă.

Se remarcă, de asemenea, o creștere a presiunii de insuflare cu creșterea fracțiilor granulometrice. În acest sens, este edificatoare încercarea 33 efectuată cu sortul granulometric 0—10 mm la care fracția de peste 2 mm reprezintă 83% și la care presiunea de insuflare a atins valoarea de 53 mm col. apă. Specificăm că aceste valori au fost obținute în condițiile unei depresiuni în focar de 3—5 mm col. apă.

Valorile prezentate referitoare la pierderea de presiune în strat trebuie privite cu multă rezervă din cauza antrenatelor care apar în special la intervalele granulometrice mari și care conduc la o falsă apreciere a înălțimii stratului și a rezistenței hidrodinamice a acestuia. Din această cauză pierderea de presiune în stratul fluidizat urmează a fi cercetată pe o instalație specială de studii aerodinamice asupra proceselor de fluidizare.

4.2.6. Analizînd pierderile de căldură ale arderii, se remarcă valori ridicate situate în general peste cifrele uzuale recomandate de literatura de specialitate pentru arderea în strat sau în stare pulverizată. Față de valorile citate în literatură pentru instalații experimentale de ardere în strat fluidizat pierderile de căldură obținute se situează la valori mai mari. În ceea ce privește pierderile de căldură prin ardere mecanic incompletă, valoarea mare a acestor pierderi de 10—28% se datorește faptului că încercările experimentale s-au efectuat pe focarul construit pe scheletul unei instalații existente care nu a permis respectarea întru totul a condițiilor impuse de procedeul de ardere în pat fluidizat. Este de menționat faptul că nearsele din zgură provin în special din particulele mari ale sortului granulometric folosit.

În ceea ce privește pierderile de căldură prin ardere chimic incompletă, acestea au avut valori cuprinse între 2—5% la granulațiile 0—1, 0—2 și 0—4 respectiv 7—12% pentru cărbunele 0—10 mm.

Această distincție netă între cele două grupe de încercări este urmarea faptului că la granulațiile mari, vitezele de fluidizare au crescut și astfel stratul de combustibil a fost expandat pe o înălțime mai mare, sorturile fine fiind impuse să ardă spre sfîrșitul focarului.

La încercarea 32 s-a funcţionat fără insuflare de aer secundar ceea ce a condus la valori excesive ale pierderilor prin ardere chimic incompletă ($q_3 = 12{,}8\%$).

4.2.7. Încercările termice volumetrice realizate se situează între un milion şi un milion şi jumătate kcal/m³h.

Dacă se compară aceste prime rezultate obţinute cu încărcările recomandate în literatura de specialitate, se constată o creştere de 4—5 ori. Astfel literatura recomandă pentru încărcarea termică volumetrică următoarele valori [7]:

— focare cu grătar — $(250-300) \times 10^3$ kcal/m³/h,
— focare cu cărbune pulverizat — $(120-200) \times 10^3$ kcal/m³h,
— focare cu puţ şi ambrazură — $(120-150) \times 10^3$ kcal/m³h,
— focare cu pat fluidizat I.E. (Institutul de energetică) — $(800-1400) \times 10^3$ kcal/m³h.

Comparînd încărcările obţinute pe focarul I.E. cu încărcările menţionate în literatura de specialitate pentru focare experimentale cu strat fluidizat se constată de asemenea valori mai ridicate. Astfel cercetătorii sovietici [8] au obţinut pe un grătar fix care echipa un focar special profilat încărcări termice între $(560-645) \times 10^3$ kcal/m³h. Aceste performanţe au fost obţinute prin arderea unui cărbune avînd umiditatea 16,5%, cenuşa 26,9% şi puterea calorifică 4150 kcal/kg. Un alt cercetător sovietic [9] experimentînd un cărbune foarte umed pe o instalaţie de ardere în strat fluidizat în două trepte cu grătar, secţiunea focarului fiind circulară, a obţinut încărcări termice volumetrice cuprinse între $0{,}7 \times 10^6$ şi $10{,}0-10^6$ kcal/m³ h.

Încărcarea termică reală a secţiunii focarului se situează de asemenea la valori ridicate faţă de datele citate de literatura de specialitate. Astfel, pentru cărbune brun în focare cu grătar literatura recomandă $(700-900) \times 10^3$ kcal/m²h [7]. Pe focarul I.E. cu strat fluidizat s-au obţinut $(3500-4700) \times 10^3$ kcal/m²h. La încercările efectuate cu ligniţii din R.P.R. de către cercetătorii Institutului de energetică pe diferite grătare s-au obţinut de asemenea valori cu mult mai scăzute:

— grătar fix — $(180-220) \times 10^3$ kcal/m²h [10],
— grătar catenar — $(160-220) \times 10^3$ kcal/m²h,
— grătar cu împingere superioară — $(250-310) \times 10^3$ kcal/m²h [4],
— grătar cu împingere răsturnată — $(800-1200) \times 10^3$ kcal/m²h [5].

Deoarece în literatura de specialitate, pentru instalaţiile experimentale cu strat fluidizat se raportează încărcarea termică la suprafaţa grătarului, pentru a se putea face o comparaţie s-a calculat această încărcare şi pentru cazul instalaţiei I.E. Astfel:

— arderea în suspensie $(4{,}6-4{,}8) \times 10^6$ kcal/m²h,
— ardere turbulentă $(7{,}2-7{,}3) \times 10^6$ kcal/m²h,
— grătarul cu placă de curăţire:
— ardere în suspensie $4{,}5 \times 10^6$ kcal/m²h,
— ardere turbulentă $(6{,}7-7{,}1) \times 10^6$ kcal/m²h [11],
— focar în două trepte cu grătar $(2-3) \times 10^6$ kcal/m²h,
— focar cu bară de curăţire $(7{,}5-9{,}4) \times 10^6$ kcal/m²h [9].

Din compararea valorilor menționate se constată că instalația pe care au fost făcute încercările experimentale deși a prezentat o serie de deficiențe funcționale a atins totuși performanțe comparabile cu cele citate în literatura de specialitate. Se menționează că încărcările termice reale au fost calculate în condițiile unei pierderi mari prin nearse în zgură.

5.1. După cum a reieșit din analiza rezultatelor experimentale obținute pe focarul cu pat fluidizat I.E., procedeul de ardere în stare fluidizată, este aplicabil arderii lignitilor din R.P.R. Trebuie remarcat însă că încercările au fost efectuate pe un lignit cu calități superioare. Pentru a stabili în mod eficient domeniul de aplicabilitate al metodei, trebuie continuate încercările pe o gamă mai largă de ligniți și pe o varietate mai mare de proprietăți fizico-chmice ale unuia și aceluiași combustibil.

Asemenea cercetări vor constitui preocuparea colectivului în anul 1960.

5.2. În ceea ce privește granulometria combustibilului folosit, în tematica experimentală s-a propus folosirea diverselor granulații între 0 și 5 mm; rezultatele experimentale obținute în acest domeniu granulometric fiind întru totul satisfăcătoare. Mărirea intervalului granulometric la 0—10 mm a condus la o funcționare a instalației mai puțin intensă cu tendințe mărite de antrenare și de micșorare periodică a intensității procesului de ardere.

Cele mai bune rezultate au fost obținute la folosirea unei granulații medii și a unui interval granulometric restrîns (2—4 mm). Deși procedeul se pretează cu cele mai bune rezultate la utilizarea unui domeniu granulometric restrîns trebuie totuși avut în vedere că din punct de vedere tehnic nu este posibilă o asemenea soluționare a problemei și că este necesar ca procedeul să fie aplicabil la sorturi granulometrice cît mai largi posibil, mărirea sortului granulometric, conducînd corespunzător la simplificarea instalațiilor prin renunțarea la agregate speciale de măcinare și sortare.

Pe baza experiențelor prezentate considerăm că mărirea intervalului granulometric peste limitele 0—10 mm conduce totuși la dificultăți mari în funcționarea instalațiilor și micșorarea stabilității procesului de ardere.

5.3. În timpul cercetărilor experimentale s-a urmărit influența nivelului de alimentare și geometriei focarului asupra stabilității arderii și procesului de fluidizare.

Referitor la influența nivelului trebuie arătat că alimentarea în strat a focarului a condus la serioase dificultăți în procesul de aprinderea combustibilului și de menținerea procesului de fluidizare.

Alimentarea superioară (deasupra stratului) a determinat o stabilitate mărită a procesului de aprindere și ardere ca urmare a unei pregătiri termice îmbunătățite și a unei omogenizări intense între aer-gaze și combustibil în incinta focarului. Sistemul alimentării superioare prezintă însă ca dezavantaj de bază faptul că combustibilul este introdus în focar într-o

zonă de viteze mărite, ceea ce favorizează o antrenare mai mare a fracțiunilor fine din intervalul granulometric folosit.

5.4. Este de remarcat însă după cum dovedesc analizele antrenatelor că aceste fracțiuni ard în suspensie fiind evacuate din focar sub formă de cenușă volantă. Conținutul de materii combustibile în antrenate, pe de o parte, și existența componentelor combustibile în gazele de ardere la sfîrșitul focarului, pe de altă parte, dovedesc o înălțime insuficientă a focarului față de sorturile granulometrice folosite respectiv față de nivelul la care s-a făcut alimentarea focarului. În cazul încercărilor preliminare s-au efectuat cîteva probe la care focarul a avut formă paralelipipedică (fără pereți înclinați la bază). Aceste încercări au arătat inevitabilitatea folosirii unor pereți înclinați la baza focarului, zonă în care se creează astfel posibilitatea menținerii în suspensie a combustibilului cu un interval granulometric mărit, ca urmare a creșterii vitezei agentului de fluidizare la baza stratului.

5.5. Din analiza calitativă și cantitativă a procesului de ardere rezultă că la baza stratului fluidizat are loc gazeificarea combustibilului, gazele combustibile arzînd în prezența particulelor fine în partea medie și superioară a focarului.

Funcționarea ca gazogen a părții inferioare a focarului și ca focar de ardere în stare pulverizată a părții superioare a focarului implică necesitatea introducerii aerului secundar în partea centrală a focarului. Pentru păstrarea regimului aerodinamic al patului fluidizat debitul de aer de fluidizare se situează în general între limitele de 25—45% din aerul total, valorile mari înregistrîndu-se la sorturile granulometrice cu fracții mari.

5.6. Față de aceste prime rezultate, considerăm că procedeul de ardere în stare fluidizată prezintă interes pentru aplicarea la instalațiile de arderea lignitilor din R.P.R. Pentru cunoașterea mai detaliată a proceselor care au loc în tehnica arderii în pat fluidizat, este necesară continuarea cercetărilor în acest domeniu în următoarele direcții:

— Studiul profilării focarului și al modului de alimentare;

— Studiul influenței umidității combustibilului asupra limitelor de stabilitate ale aprinderii;

—Studiul influenței cenușii combustibilului asupra stabilității arderii combustibililor;

— Studiul influenței caracteristicilor chimice ale combustibililor asupra stabilității arderii (se va urmări în special influența oxireactivității combustibilului asupra stabilității arderii în focar);

— Studiul desfășurării procesului de ardere în zone.

Continuarea cercetărilor va trebui făcută pe o instalație pilot construită în conformitate cu cerințele noilor direcții de cercetare și care prin caracteristicile ei constructive să satisfacă noilor condiții experimentale. Instalația existentă va fi adaptată și ea pentru rezolvarea unor aspecte experimentale din cadrul tematicii de cercetare. În paralel, se vor studia anumite aspecte speciale ale fluidizării pe o instalație model în laborator.

О ВОЗМОЖНОСТИ СЖИГАНИЯ РУМЫНСКИХ ЛИГНИТОВ В КИПЯЩЕМ СЛОЕ

РЕЗЮМЕ

В работе даны первые результаты, полученные при сжигании румынского твердого топлива в кипящем слое.

Анализируя эти результаты и сравнивая их с результатами других исследователей, авторы подчеркивают перспективы применения способа сжигания румынского лигнита в кипящем слое и выявляют дальнейшие направления исследований по этим вопросам.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Опытная установка для сжигания в кипящем слое.
1 — топка; 2 — решетка; 3 — наклонные стенки; 4 — горизонтальный газоход; 5 — восходящий вертикальный газоход; 6 — очистительная планка решетки; 7 — горизонтальная задвижка для удаления шлака; 8 — заслонка для удаления шлака; 9 — воронка для удаления шлака; 10 — водяная коробка; 11 — отверстие для подвода вторичного воздуха; 12 — шнековый питатель; 13 — бункер; 14 — боковой бункер; 15 — подводящая фурма для воздуха, необходимого при создании кипящего слоя.

SUR LES POSSIBILITÉS DE BRÛLER LES LIGNITES ROUMAINS EN COUCHE FLUIDISÉE

RÉSUMÉ

L'article présente les premières données concernant l'application du procédé de la fluidisation pour brûler certains charbons roumains.

Après une analyse comparative des résultats obtenus, on discute les perspectives de l'application du procédé permettant de brûler les lignites roumains en couche fluidisée, ainsi que les perspectives d'avenir des recherches.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Installation expérimentale pour la combustion en couche fluidisée. *1* — foyer ; *2* — plaque de grille ; *3* — plans inclinés ; *4* — canal horizontal pour les gaz ; *5* — canal vertical descendant pour les gaz ; *6* — racloir pour la plaque de grille ; *7* — trappe pour l'évacuation des scories ; *8* — dispositif pour l'évacuation des scories ; *9* — entonnoir pour l'évacuation des scories ; *10* — cuve d'eau ; *11* — orifices pour l'injection de l'air secondaire ; *12* — dispositif d'alimentation à vis sans fin ; *13* — soute à charbon ; *14* — soute latérale à charbon ; *15* — boîte pour l'injection de l'air de fluidisation.

BIBLIOGRAFIE

1. D. BUIMOVICI, *Aspecte specifice ale arderii lignitilor.* Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *1*, 33 (1957).
2. E. RAMMLER, *Despre utilizarea raţională a lignitilor inferiori.* Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *3*, 341 (1957).
3. I. CARABOGDAN, N. PĂNOIU, G. SINGER, *Criterii de apreciere energetică a combustibililor solizi.* Energetica, ASIT, 3 (1960) (sub tipar).
4. D. BUIMOVICI, C. CAZACU, *Arderea lignitilor din R.P.R., în strat liniştit şi strat răscolit.* Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *3*, 7 (1957).
5. D. BUIMOVICI, C. CAZACU, N. PĂNOIU, *Arderea lignitilor din R.P.R. pe grătarul cu împingere răsturnată.* Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *1*, 21 (1957).
6. Fl. WESTFRIED, C. CAZACU, *Studiu critic documentar privind arderea în stare fluidizată.* Memoriu intern, Institutul de energetică, 1959.
8. I. N. SIROMIATNIKOV, *Rezultatele experimentărilor focarelor de tip în fierbere cu strat în suspensie şi prin ţişnire.* Economia de combustibil, *2*, 33 (1951).
9. V. N. PAVLOVICI, *Rezultatele cercetării arderii cărbunilor bruni într-un focar în două trepte cu strat fluidizat,* din *Probleme de chimie a cărbunelui şi de fluidizare.* Analele romîno-sovietice, seria tehnică, *36*, Ed. Acad. R.P.R., Bucureşti, 1955.
10. G. SINGER, TR. NICULESCU, *Încercări de ardere a două sorturi de lignit pe un grătar în trepte.* Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *4*, 777 (1957).
11. I. N. SIROMIATNIKOV, *Studiul mecanismelor pentru asigurarea regimului de funcţionare fără zgură a focarelor cu strat în fierbere.* Economia de combustibil, *12*, 1 (1951).

DIRECŢII DE CERCETARE ÎN STABILIREA INFLUENŢEI CARACTERISTICILOR FIZICO-CHIMICE ALE COMBUSTIBILULUI ASUPRA MOTORULUI TURBOREACTOR*)

DE

VICTOR PIMSNER şi ADRIAN CĂLIN VASILESCU

Trecerea de la motorul cu piston la turbomotor a pus problema folosirii unui combustibil adecvat. Arderea în curent continuu permite alegerea unei game mult mai mari de combustibil şi într-adevăr, turbinele cu gaz terestre folosesc combustibili gazoşi, lichizi (motorină şi chiar păcură) şi se încearcă introducerea cărbunelui pulverizat.

În cazul turbomotoarelor de avion însă, din cauza condiţiilor specifice de funcţionare, realizarea unui combustibil adecvat este o problemă destul de dificilă. Într-o lucrare anterioară [1] s-au scos în relief condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească un astfel de combustibil şi influenţa lor asupra criteriilor de alegere a naturii fizico-chimice a materiei prime — ţiţeiul, stabilindu-se imposibilitatea realizării unui combustibil universal ca şi necesitatea reflectării domeniului de utilizare a motorului asupra caracteristicilor combustibilului, în special prin prisma asigurării performanţelor optime. Valabilitatea concluziilor a fost confirmată prin introducerea treptată în exploatare a unor combustibili diferenţiaţi, specifici unui anumit domeniu.

Totuşi, literatura de specialitate consideră că problema nu poate fi considerată rezolvată; dezvoltarea continuă a aviaţiei nu cere numai perfecţionarea realizărilor actuale în domeniul combustibililor de turboreactoare, dar modifică complet premisele de bază şi, prin aceasta, tipul combustibilului şi direcţiile de cercetare. Scopul prezentei lucrări este să scoată în relief în ce măsură performanţele avionului determină caracteristicile combustibilului utilizat ca şi direcţiile de cercetare în vederea realizării acestuia.

*) Lucrare prezentată la Sesiunea Institutului de energetică din 17—18 aprilie 1959.

În linii mari, se pot deosebi următoarele categorii de avioane aeroreactive :

— avioane aflate în exploatare, subsonice și sonice cu o înălțime de zbor $H = 12 \div 15$ km ;

— avioane în curs de introducere în exploatare atingînd înălțimea de $H = 15 \div 18$ km și zburînd la $M = 1{,}2 \div 1{,}8$;

— avioane experimentale, la care $M = 2 \div 3$, iar înălțimea maximă de zbor este $H = 20 \div 25$ km și care se întrevede a fi utilizate în viitorii 5—10 ani.

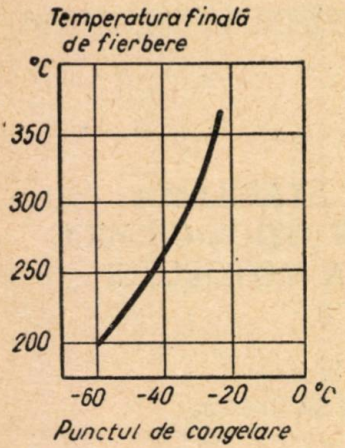


Fig. 1. — Variația temperaturii de fierbere a hidrocarburilor parafinice normale în funcție de temperatura de congelare.

În primul caz ținînd seama de condițiile concrete de utilizare (viteză de zbor relativ scăzută la înălțimea temperaturilor minime) s-a considerat că una din condițiile obligatorii pe care trebuie să le îndeplinească combustibilul este să aibă temperatura de congelare — 60° C pentru a nu înfunda filtrele de combustibil cu cristale de hidrocarburi și, prin aceasta, să ducă la micșorarea debitului de combustibil injectat sau chiar la oprirea motorului. În plus, cristalizarea unor hidrocarburi modifică structura combustibilului debitat în motor. Se constată însă că între temperaturile de congelare, respectiv de fierbere a hidrocarburilor parafinice (fig. 1) există o corelație care limitează, în vederea asigurării unei temperaturi de congelare de —60° C, folosirea hidrocarburilor parafinice (normale) la sub 200° C temperatură finală de distilare.

Aceasta înseamnă că hidrocarburile parafinice folosibile vor avea greutate specifică mică, din categoria benzinelor, ceea ce face ca conținutul global de hidrocarburi parafinice să fie limitat la 40 ÷ 60% și să fie urmărită introducerea hidrocarburilor izoparafinice la care nu se observă o corespondență directă între temperaturile de congelare și de distilare.

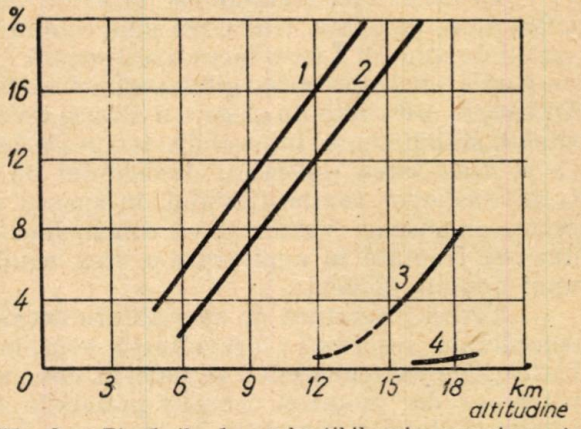


Fig. 2. — Pierderile de combustibil prin vaporizare, în funcție de înălțimea de zbor :
1 — benzină ; *2* — fracțiune de largă distilare ; *3* — petrol.

Dar utilizarea fracțiunilor ușoare, posibilă la turbomotoare de avion, prezintă dezavantajul evaporării unei cantități însemnate de combustibil cu înălțimea de zbor (fig. 2), ceea ce duce la micșorarea distanței parcurse. Evident că acest dezavantaj

al hidrocarburilor parafinice poate fi remediat prin înlocuirea cu hidrocarburi aromatice sau naftenice însă, în acest caz, apare alt neajuns — depunerile carbonoase din camera de ardere care pot duce chiar la avarii. Se știe (fig. 3) că depunerile maxime le dau hidrocarburile aromatice biciclice, iar minime — cele parafinice, experiențele cunoscute fiind efectuate pe concentrate de hidrocarburi sau chiar pe componenți realizați prin sinteză. Depunerile pot fi micșorate, fără a modifica procentajul hidrocarburilor aromatice, prin utilizarea hidrocarburilor aromatice cu lanțuri parafinice, anihilînd astfel și efectul greutății specifice, care este proporțională cu intensitatea depunerilor.

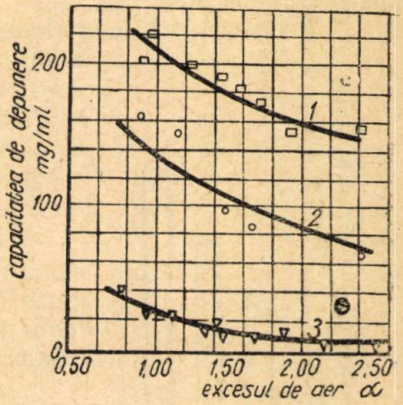


Fig. 3. — Relația dintre intensitatea depunerilor și excesul de aer, parametru — natura combustibilului:
1 — hidrocarburi aromatice biciclice; *2* — hidrocarburi aromatice monocicilice; *3* — hidrocarburi naftenice.

În concluzie, intensitatea depunerilor este determinată de condițiile funcționale ale motorului, ca temperatura și presiunea de intrare a aerului în camera de ardere, excesul de aer etc. ca și de natura combustibilului, în special compoziția chimică, curba de distilare, conținutul de sulf și gumele actuale, factorul principal fiind compoziția chimică, căreia trebuie să i se acorde atenția maximă.

Acest aspect poate fi rezolvat prin stabilirea unei materii prime optime, pe baza selecționării țițeiurilor conform necesităților, determinate de compoziția impusă a combustibilului, deoarece proporția pe grupe de hidrocarburi a diferitelor țițeiuri poate fi diferită.

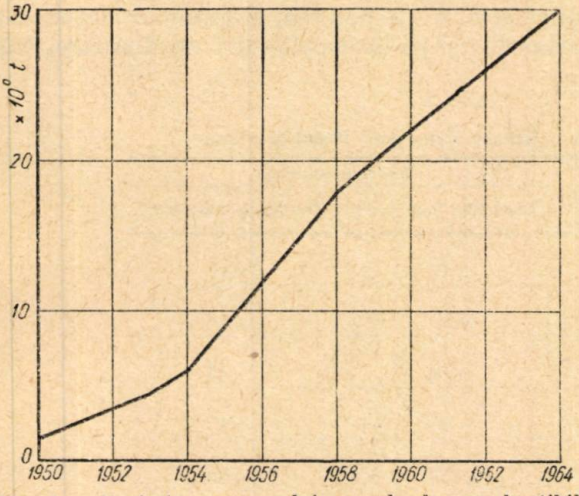


Fig. 4. — Variația consumului anual de combustibil TMA în S.U.A.

Cu toate condițiile impuse, din care s-au prezentat sumar unele, se pot realiza cîteva variante de combustibil de turbomotor de avion (TMA) ceea ce permite introducerea a noi criterii de alegere a tipului de combustibil utilizat. Ținînd seama de ritmul de creștere a producției de combustibil TMA (fig. 4) literatura de specialitate se ocupă intens de randamentul fabricației care, scăzut la combustibilul clasic, poate ajunge la 27 ÷ 35% prin lărgirea

curbei de distilare pe seama fracţiilor uşoare şi prin introducerea fracţiunilor obţinute prin cracare termică sau catalitică, iar prin admiterea unei temperaturi de congelare de — 40° C se poate realiza un randament de fabricaţie de 50% (fig. 5).

Întrucît însă introducerea hidrocarburilor nesaturate o dată cu fracţiunile obţinute prin cracare influenţează defavorabil durata de stocare, prin oxidarea lor în timp şi formarea de gume, este necesară introducerea în combustibil a inhibitorilor de oxidare, a căror alegere se face pe cale experimentală, ţinînd seama de natura materiei prime.

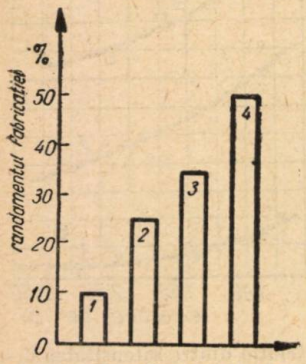


Fig. 5. — Randamentul fabricaţiei combustibilului TMA în funcţie de caracteristicile combustibilului:
1 — petrol, $t_{cong} = -60°C$; *2* — petrol, $t_{cong} = -40°C$; *3* — fracţie de largă distilare, $t_{cong} = -60°C$; *4* — fracţie de largă distilare, $t_{cong} = -40°C$.

Deoarece problema utilizării combustibililor de cracare pentru turbomotoare de avion este deabia la început şi nu a căpătat o largă utilizare, vom analiza în continuare doar combustibilii obţinuţi prin distilarea primară a ţiţeiurilor.

Cercetările întreprinse şi în ţara noastră demonstrează că clasificarea ţiţeiurilor în grupele clasice — parafinos, asfaltos etc. — nu permite obţinerea unui combustibil de turboreactoare suficient de constant pentru a avea siguranţa satisfacerii tuturor condiţiilor impuse. Pentru ilustrare se prezintă în tabela 1 variaţia punctului de congelare a aceleiaşi fracţiuni din ţiţeiuri parafinoase (*C*) obţinute prin distilare primară.

De asemenea, se constată variaţii importante ale randamentului de fabricaţie, a viscozităţii, a gumelor actuale, a grupelor de hidrocarburi în ansamblu şi pe intervale mici de distilare, deşi

Tabela 1

Variaţia punctului de congelare pentru unele ţiţeiuri parafinoase

Ţiţei parafinos (*C*) provenit din	Punct de congelare	
	Fracţiunea 200—250°C	Fracţiunea 250—300°C
Ţintea	—40	—18
Floreşti	—30	—16
Drăgăneasa	—42	—16
Moldova C	—45	—18
Boldeşti	—36	—20

materia primă este ţiţeiul parafinos (tabela 2), ţiţeiul asfaltos sau semiparafinos (tabela 3), iar procesul tehnologic este acelaşi.

Din această cauză, la ora actuală, la fabricarea combustibililor TMA se utilizează ţiţeiuri selecţionate, care permit stabilirea procesului tehno-

Tabela 2

Analiza fracțiunii corespunzătoare combustibilului TMA din țițeiul parafinos

Caracteristici fizico-chimice		Moreni obișnuit	Urlați	Ticleni	Țintea	Florești	Drăgăneasa	Moldova	Boldești
Randament de fabricație	%	13,60	14,2	17,9	20,8	18,8	21,6	11,0	14,1
Densitate la 20°C		0,785	0,784	0,799	0,788	0,786	0,789	0,806	0,787
Distilație inițial	°C	146	138	140	139	145	146	143	150
10% vol. distilă	°C	154	147	151	152	155	153	158	164
50% idem		171	169	174	174	178	172	174	178
90% idem		205	213	211	213	215	209	205	220
98% idem		222	220	225	224	226	223	220	240
Viscozitate la 20°C	cSt	1,26	1,26	1,46	1,30	1,38	1,36	1,39	1,57
Viscozitate la 0°	,,	1,68	1,93	1,88	1,81	1,86	1,79	1,98	2,03
Viscozitate la —40°	,,	5,81	7,06	5,19	5,34	5,34	4,96	4,66	5,10
Viscozitate la —50°	,,	8,42	9,95	7,56	7,85	7,85	8,10	6,16	7,12
Indice de aciditate, mg KOH/100	cm^3	2,80	2,14	6,84	22,8	11,5	10,4	4,1	1,8
Temperatura de inflamare	°C	40	34	27	34	36	32	43	42
Temperatura de congelare	°C	—66	—67	—61	—60	—60	—60	—61	—63
Temperatura de tulburare	°C	—61	—64	—58	—59	—56	—58	—59	—58
Cifra de iod	%	0,20	0,14	0,12	0,4	0,5	0,3	0,3	0,2
Aciditate și alcalinitate (după tratare)			lipsă						
Gume actuale	mg/100 cm^3	0,3	2	4	2	5	5	2	5
Hidrocarburi aromate	%	24	15	18	14	18	22	24	18
Sulf	%	0,04	0,05	0,047	0,027	0,03	0,02	0,05	0,04
Putere calorifică inferioară	$\frac{kcal}{kg}$	10 272	10 285	10 360	10 380	10 450	10 560	10 290	10 430
Cenușă	%		lipsă						
Impurități mecanice și apă			lipsă						
Înălțimea flacării fără fum	mm	23	27	24	27	23	23	20	22

Tabela 3

Analiza fracţiunii corespunzătoare combustibilului TMA din ţiţeiul A_1 (asfaltos), A_3 (asfaltos) şi B (semiparafinos)

Caracteristici fizico-chimice		Ţiţei A_1 (asfaltos)		Ţiţei A_3 (asfaltos)		Ţiţei B (semiparafinos)
		Moreni obişnuit	Moreni special	Buştenari Runcu Mislea	Băjeasca	Cobia Nord
Randament de fabricaţie	%	29,8	28,1	24,4	27,5	17,2
Densitate la 20°C		0,827	0,830	0,813	0,818	0,793
Distilaţie :						
iniţial	°C	146	148	146	140	140
10 % vol. distilă la	°C	152	156	158	149	156
50 % idem	°C	193	192	190	195	184
90 % idem	°C	247	246	245	257	229
98 % idem	°C	262	264	265	270	240
Viscozitate la 20°C	cSt	1,66	1,79	1,47	1,82	1,55
Viscozitate la 0°	,,	2,40	2,57	2,05	2,57	1,70
Viscozitate la —40°	,,	8,07	8,84	5,17	8,65	4,85
Viscozitate la —50°	,,	13,12	14,18	8,14	14,28	7,34
Indice de aciditate, mg KOH/100	cm^3	85,3	70,6	115	70,32	64,7
Temperatura de inflamare	°C	34	35	36	33	41
Temperatura de congelare	°C	sub —80	sub —80	—70	—74	—54
Temperatura de tulburare	°C	sub —80	sub —80	—67	—66	—51
Cifra de iod	%	0,15	0,08	0,06	0,09	0,19
Gume actuale	mg/100 cm^3	7	8	7	6	3
Aciditate şi alcalinitate (după tratare)				lipsă		
Hidrocarburi aromate	%	33	30	30	26	25
Sulf	%	0,08	0,07	0,04	0,06	0,047
Putere calorifică inferioară	kcal/kg	10 280	10 320	10 136	10 300	10 220
Impurităţi mecanice şi apă				lipsă		
Înălţimea flacării fără fum	mm	19	18	19	20	20

logic de fabricație specific țițeiului respectiv, ceea ce dă posibilitatea alegerii acelui țiței reprezentativ care asigură o simplificare a procesului tehnologic și o ieftinire a prețului de cost.

În cazul necesității realizării combustibilului pentru a doua categorie de avioane, asigurarea unei viteze de zbor superioară vitezei sunetului implică o creștere considerabilă a forței de tracțiune și deci a consumului de combustibil. Dar luarea la bordul avionului a cantității necesare de combustibil începe să devină una din problemele principale. Cum distanța parcursă de un avion poate fi exprimată prin relația

$$S = \frac{3{,}6\, a\, V}{C_{sp}} \ln \frac{G_{av} + Q_{rez}\, \varrho_{comb}}{G_{av}}$$

unde

V — viteza avionului,
C_{sp} — consumul specific de combustibil,
G_{av} — greutate „uscată" a avionului,
Q_{rez} — volumul rezervoarelor de combustibil,
ϱ_{comb} — masa specifică a combustibilului,
a — coeficient.

Notînd cu $\gamma_{av} = \frac{Q_{rez}}{G_{av}}$ (indicele de construcție al avionului valoare dată pentru un tip de avion) și cu relația

$$C_{sp} = \frac{3\,600\ A\, V}{\eta_g \cdot P_{ci}},$$

obținem relația distanței de zbor sub forma

$$S = K \eta_g\, P_{ci} \cdot \ln (1 + \gamma_{av}\, \varrho_{comb}),$$

în care K este un coeficient, funcție de regimul de zbor. Se constată că distanța de zbor depinde de un factor constructiv al avionului (γ_{av}) de randamentul general al motorului (η_g), de puterea calorifică P_{ci} și de masa specifică a combustibilului (ϱ_{comb}).

În consecință, pentru un avion dat, mărirea distanței de zbor este evident legată de necesitatea imperioasă a realizării combustibililor cu greutate specifică mărită și cu putere calorifică ridicată. Întrucît la aceste viteze de zbor temperatura combustibilului, la orice înălțime de zbor este peste 0° C, temperatura de congelare nu este un factor limitativ și se pot folosi hidrocarburile mai grele, deci cu temperaturi de fierbere mai ridicată, 200—250° C și chiar 250—300° C. Mărirea distanței de zbor pe seama greutății specifice a combustibilului apare evidentă din datele din tabela 4, știindu-se că variația puterii calorifice a combustibilului cu aproximativ 450 kcal/kg poate produce o variație a distanței de zbor, funcție de timpul avionului, între 7÷11%.

Importanța ambelor aspecte este evidentă. Să analizăm posibilitatea principală de realizare a unui astfel de combustibil. Puterea calorifică a combustibilului TMA se compune din puterea calorifică a diverselor

hidrocarburi componente. Se constată (tabela 5) că la acelaşi număr de atomi de carbon puterea calorifică poate varia la peste 1 000 kcal/kg, trecînd de la hexan la benzen.

Tabela 4

Dependenţa dintre distanţa de zbor şi greutatea specifică a combustibilului

Combustibil	Greutate specifică kg/l	Putere calorifică		Lungimea de zbor raportată %
		kcal/kg	kcal/l	
Benzină	0,725	10 250	7 430	95,7
Combustibil TMA	0,755	10 250	7 740	100,0
Combustibil TMA	0,775	10 250	7 940	102,6
Combustibil TMA	0,800	10 250	8 200	106,0
Combustibil TMA	0,850	10 250	8 700	112,3

Tabela 6 prezintă puterile calorifice a unor grupe de hidrocarburi care pot intra în combustibilii TMA, ţinînd seama de temperatura lor de fierbere, iar variaţia în funcţie de temperatura de fierbere este dată în

Tabela 5

Puterea calorifică a unor hidrocarburi cu 6 atomi de carbon

Hidrocarbura	Formula chimică	Compoziţie %		Putere calorifică kcal/kg	
		H	C	Superioară	Inferioară
Hexan	C_6H_{14}	16,26	83,74	11 560	10 698
Hexen	C_6H_{12}	14,28	85,72	11 450	10 615
Ciclohexan	C_6H_{12}	14,28	85,72	11 150	10 379
Benzen	C_6H_6	7,6	94,33	10 000	9 595

figura 6 (cu observaţia că diferenţa dintre puterea calorifică inferioară şi superioară reprezintă la parafine 770—800 kcal/kg iar la olefine şi naftene 750—770 kcal/kg).

Tabela 6

Puterea calorifică a unor grupe de hidrocarburi

Grupa hidrocarburilor	Puterea calorifică inferioară kcal/kg			
	C_6	C_{10}	C_{12}	C_{16}
Parafine normale	10 698	10 570	10 540	10 503
Izoparafine	—	10 535	10 515	10 484
Olefine normale	10 615	10 483	10 470	10 444
Naftene monociclice	10 379	10 375	—	10 360
Naftene biciclice	—	10 200	—	—
Benzen şi omologi	9 593	9 945	9 917	—
Naftalină şi omologi	—	9 270	9 475	—
Nafteno-aromatice	—	9 426	—	—

Din cele prezentate rezultă dependenţa puterii calorifice a combustibilului TMA de grupele de hidrocarburi şi de curba de distilare. În general,

puterea calorifică inferioară este astăzi 10 250—10 350 kcal/kg. Prin utilizarea hidrocarburilor parafine și olefine s-ar putea mări pînă la 10 400—10 500 kcal/kg, dar realizarea simultană a greutății specifice mărite este o problemă foarte dificilă, căci hidrocarburile parafinice cu putere calorifică mare au greutate specifică mică. Spre exemplu propanul cu $P_{ci} = 11\,040$ kcal/kg are densitatea de 0,5 kg/l și temperatură de fierbere —40° C, ceea ce îl face impropriu utilizării. În plus, hidrocarburi parafinice care să distile la temperaturi ridicate se află în cantități reduse în țițeiurile obișnuite, din cauza creșterii procentuale de hidrocarburi aromatice (tabela 7) și trebuie detectate printr-o distilare cu intervale foarte restrînse.

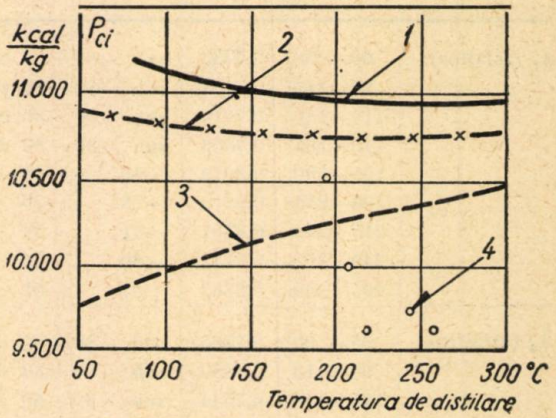


Fig. 6. — Relația dintre puterea calorifică superioară și temperatura de fierbere a diverselor grupe de hidrocarburi:
1 — hidrocarburi parafinice; *2* — hidrocarburi naftenice; *3* — hidrocarburi aromatice monociclice; *4* — hidrocarburi aromatice biciclice.

Dacă se iau în considerare și curbele de variație a viscozității grupelor de hidrocarburi, pe intervale de distilare (fig. 7) se constată că în intervalul 200—250° C și 250—300° C nu este indiferentă componența țițeiului pe grupe de hidrocarburi pentru a asigura debitul pompelor de combustibil și deci, funcționarea normală a turboreactorului.

În același timp trebuie avut în vedere faptul că problema depunerilor din camera de ardere trebuie considerată în acest caz altfel. În locul unui combustibil rece sosește un combustibil încălzit, dar cu greutate specifică mai mare și viscozitate mărită, din care cauză în locul cărbunelui amorf depus din cauza arderii incomplete în procesul de ardere va apare un cărbune-grafit datorat combustibilului.

În concluzie, posibilitatea realizării unui combustibil cu putere calorifică inferioară 10 400—10 500 kcal/kg avînd densitatea 0,78—0,8 poate fi concepută pe baza hidrocarburilor parafinice și olefine pornind de la amestecarea hidrocarburilor normale și izoparafine cu produse de sinteză pe bază de CO și H_2. Realizarea unui combustibil mai greu, sau cu o putere calorifică de 10 500—10 600 kcal/kg prezintă greutăți foarte serioase și necesită cercetări în următoarele direcții:

— analizarea țițeiurilor reprezentative pe intervale mici de temperaturi în vederea detectării unor grupe cît mai restrînse de hidrocarburi componente;

— stabilirea proceselor tehnologice de separare a grupelor care pot interesa combustibilul TMA;

— studierea pe instalații experimentale, din punctul de vedere al arderii a grupelor de hidrocarburi obținute în condiții reale de funcționare;

Tabela 7

Caracteristicile fracțiunilor brute obținute prin distilarea țițeiurilor A, B și C

Calitatea țițeiului	Fracțiunea	D/20°C	Congelare °C	Tulburare °C	Viscozitate la 20° cSt	Aromate % g	Gume mg/100 cm³	Punct de fumegare mm	Randament %
A_1 (asfaltos)	65— 90	0,7233	sub —80	—80 clar	0,71	4,1	0,8	—	2,4
	90—115	0,7557	sub —80	—80 clar	0,77	12,1	0,8	—	2,6
	115—140	0,7710	sub —80	—80 clar	0,88	16,8	0,8	—	4,5
	140—165	0,7853	sub —80	—80 clar	1,05	19,9	1,2	27,5	4,7
	165—190	0,8079	—80	—64	1,36	21,9	3,4	24	4,9
	190—215	0,8310	—78	—59	1,83	23,7	8,8	20,5	4,4
	215—240	0,8501	—71	—54	2,68	30,7	12	18	3,7
	240—265	0,8742	—60	—53	3,89	43,6	22	16	4,2
	265—280	0,8889	—57	—51	5,27	48,3	28	14	4,2
A_2 (asfaltos)	65— 90	0,7265	sub —80	—80 clar	0,69	—	0,8	—	2,0
	90—115	0,7459	sub —80	—80 clar	0,77	5,97	1,2	—	4,0
	115—140	0,7544	sub —80	—80 clar	0,87	8,24	1,6	—	4,2
	140—165	0,7728	sub —80	—80 clar	1,07	10,03	2,0	32	4,4
	165—190	0,7895	—80	—75	1,38	12,2	3,2	28	5,1
	190—215	0,8070	—60	—50	1,86	13,2	5,2	24	4,8
	215—240	0,8246	—48	—39	2,62	17,4	7,6	21,5	4,6
	240—265	0,8366	—36	—32	3,59	21,01	24	19	6,0
	265—280	0,8524	—35	—22	5,0	23,0	29	18	5,0
B (semiparafinos)	65— 90	0,7205	sub —80	—80 clar	0,69	1,4	0,4	—	2,0
	90—115	0,7423	sub —80	—80 clar	0,74	9,7	0,6	—	4,3
	115—140	0,7547	sub —80	—80 clar	0,85	13,9	2,0	—	8,7
	140—165	0,7736	—72	—62	1,05	16,7	2,4	30	9,9
	165—190	0,7876	—64	—51	1,35	19,5	2,6	26	4,3
	190—215	0,7978	—50	—42	1,84	15,0	2,8	—	2,6
	215—240	0,8101	—37	—34	2,33	16,0	3,2	21	4,0
	240—265	0,8259	—24	—24	3,34	18,5	7,2	20	5,7
	265—280	0,8350	—12	—12	4,56	20,0	21	19	3,7
C (parafinos)	65— 90	0,7257	sub —80	—80 clar	0,61	4,83	0,8	—	2,14
	90—115	0,7346	sub —80	—80 clar	0,73	9,55	1,6	—	3,21
	115—140	0,7517	sub —80	—80 clar	0,84	12,20	2	—	4,54
	140—165	0,7702	—80	—80 clar	1,03	15,40	2,4	29,0	4,33
	165—190	0,7840	—67	—65	1,32	17,10	3,4	27,5	4,66
	190—215	0,8033	—45	—41	1,77	14,70	7,6	25	4,83
	215—240	0,8143	—36	—36	2,41	14,70	9,2	22	5,06
	240—265	0,8283	—24	—24	3,46	19,50	12,8	20	5,90
	265—280	0,8364	—15	—15	4,55	20,06	18,4	18,5	3,45

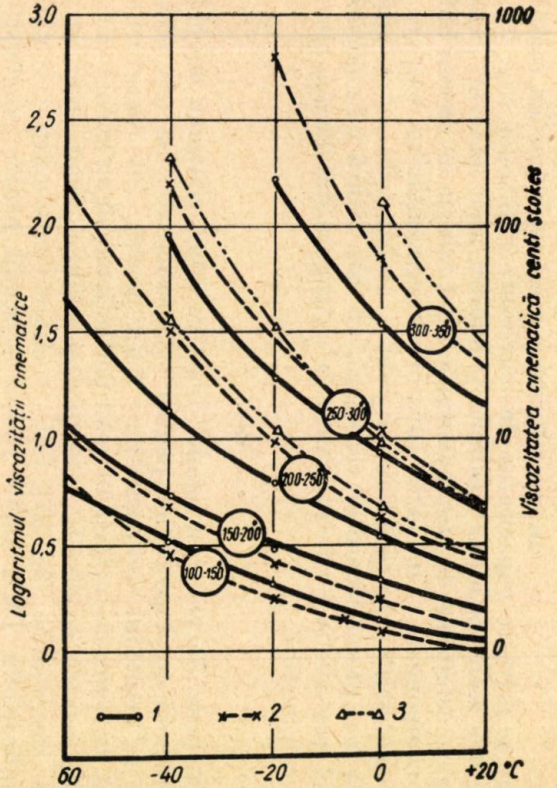


Fig. 7. — Variația viscozității grupelor de hidrocarburi cu temperatura și intervalul de distilare :

1 — hidrocarburi parafino-naftenice ; 2 — hidrocarburi aromatice monocicl ice ; 3 — hidrocarburi aromatice bicicl ice.

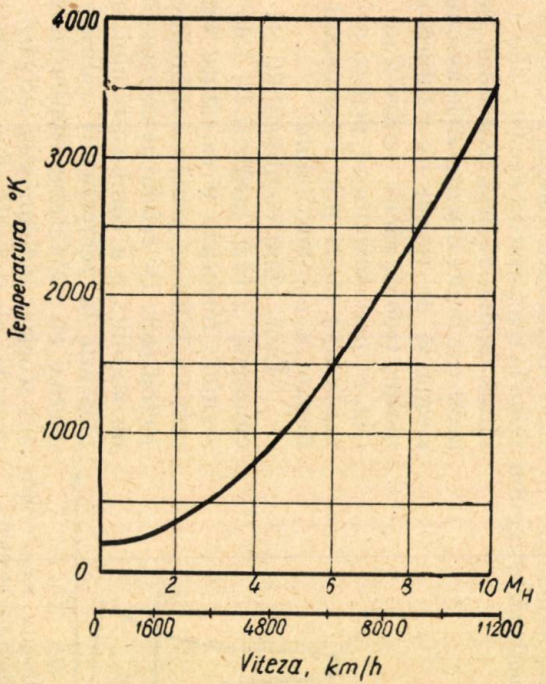


Fig. 8. — Variația temperaturii de încălzire a avionului în funcție de viteza de zbor.

— cercetarea posibilităţilor de utilizare a hidrocarburilor cu catene laterale, care dispun de o putere calorifică ridicată (CH_3 — 14 000 kcal/kg, C_2H_5 — 12 000 kcal/kg etc.).

În cazul avioanelor de mare viteză, fără a neglija celelalte fenomene, din cauza încălzirii întregului avion la temperaturi de 200—350° C, problema vitală devine răcirea avionului. Se ştie că în acest caz multe din organele avionului, ţinînd seama şi de fluxul de căldură degajat de motor, trebuie răcite pentru a nu fi distruse (fig. 8) preconizîndu-se pentru aceasta realizarea unei răciri prin intermediul circulaţiei forţate a combustibilului.

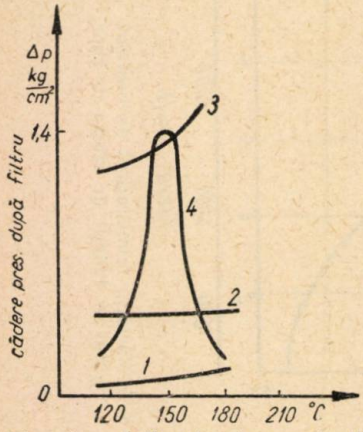


Fig. 9. — Influenţa temperaturii asupra stabilităţii combustibilului TMA :

1, 2 — combustibil stabil; *3, 4* — combustibil puţin stabil.

Însă, chiar combustibilii cei mai stabili cunoscuţi astăzi încălziţi la 150° C numai 3 secunde formează o cantitate suficientă de gume asfaltoase pentru a înfunda filtrele injectoarelor. De remarcat că această problemă de stabilitate a combustibilului, în cazul exploatării la temperaturi ridicate, nu este aceeaşi cu stabilitatea combustibilului în cazul stocării îndelungate, suficient de cunoscută la ora actuală. Cercetările efectuate în această direcţie au scos în evidenţă aspecte complet noi, ca spre exemplu o comportare foarte felurită a combustibililor cu temperatura în ceea ce priveşte capacitatea de traversare a filtrelor (fig. 9).

S-a ajuns astfel la ideea posibilităţii folosirii unor adaosuri care să dizolve gumele asfaltoase depuse, adaosurile fiind funcţie de natura hidrocarburilor componente. Concluzia tuturor experimentărilor este că în obţinerea combustibililor termostabili pentru avioane de mare viteză, direcţia cea mai promiţătoare de cercetare, nu este latura tehnologică ci găsirea unui larg sortiment de adaosuri care să asigure stabilitatea termică a fiecărui combustibil.

★

În concluzie, dezvoltarea tehnicii reactive ridică continuu noi obiective în domeniul combustibililor pentru turboreactoare. La ora actuală problemele în domeniul combustibililor TMA, poartă — în toate ţările — o amprentă de tranziţie întrucît nu s-au perfecţionat în suficientă măsură combustibilii pentru avioanele subsonice şi trebuie creaţi combustibilii pentru cele supersonice [2], [3]. Sînt necesare continuarea cercetărilor pentru combustibilii TMA, astăzi clasici şi studii pentru combustibilii motorului ce va fi folosit în viitor ; după cum a rezultat din prezenta lucrare studiile pentru realizarea combustibililor TMA pot avea obiective diferite, dictate de condiţii diferite.

НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ВЛИЯНИЯ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВА НА РАБОТУ ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

РЕЗЮМЕ

В настоящей работе приводятся выводы, касающиеся направления исследований для осуществления турбореактивных топлив. Устанавливается, что т.р. топлива должны удовлетворять условиям по качеству, различным, в зависимости от употребляющего их самолета. В отношении современных топлив подчеркивается необходимость строгого выбора исходной нефти для обеспечения постоянства качества топлива. Показывается также необходимость и возможность осуществления топлив повышенного удельного веса и большой теплотворной способности в целях увеличения дальности полета.

Для горючего, используемого на самолетах большой скорости, авторы выдвигают вопрос его теплостойкости.

В заключении делается упор его необходимость рассматривать реактивное топливо в тесной связи с использующим его самолетным двигателем.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Изменение точки кипения нормальных парафиновых углеводородов в зависимости от точки замерзания.

Рис. 2. — Потери топлива испарением в зависимости от высоты полета; 1 — бензин; 2 — фракция широкого дистиллирования; 3 — керосин.

Рис. 3. — Соотношение между интенсивностью нагарообразования и избытком воздуха; в качестве параметра — вид топлива; 1 — двухцикличные ароматные углеводороды; 2 —моноцикличные ароматные углеводороды; 3—нафтеновые углеводороды.

Рис. 4. — Изменение годового расхода реактивного топлива в США.

Рис. 5. — Кпд производства реактивного топлива в зависимости от характеристик топлива: 1 — керосина, $t_{зам.} = -60$ °С; 2 — керосина, $t_{зам.} = -40$ °С; 3 — фракция широкого дистиллирования, $t_{зам.} = -60$ °С; 4 — фракция широкого дистиллирования, $t_{зам.} = -40$ °С.

Рис. 6. — Соотношение между высшей теплотворностью и температурой кипения различных групп углеводородов: 1 — парафиновые углеводороды; 2 — нафтеновые углеводороды; 3 — моноцикличные ароматные углеводороды; 4 — двухцикличные ароматные углеводороды.

Рис. 7. — Изменение вязкости групп углеводородов в зависимости от температуры и интервала дистиллирования: 1 —парафиново-нафтеновые углеводороды; 2 — моноцикличные ароматные углеводороды; 3 — двухцикличные ароматные углеводороды.

Рис. 8. — Изменение температуры нагрева самолета в зависимости от скорости полета.

Рис. 9. — Влияние температуры на устойчивость реактивного топлива. 1, 2 — устойчивое топливо; 3,4 — малоустойчивое топливо.

VOIES DE RECHERCHES POUR LA DÉTERMINATION DE L'INFLUENCE DES CARACTÉRISTIQUES PHYSICO-CHIMIQUES DU COMBUSTIBLE SUR LE MOTEUR TURBO-RÉACTEUR

RÉSUMÉ

Dans le présent travail, les auteurs présentent leurs conclusions en ce qui concerne les voies de recherches, conduisant à la réalisation des combustibles pour les turbomoteurs d'avion (TMA). Ils constatent que les combustibles TMA doivent satisfaire à des conditions de qualité variant selon la destination de l'avion qui les emploie. En considérant les combustibles actuels, ils font ressortir la nécessité d'une rigoureuse sélection des pétroles bruts, afin d'avoir la certitude d'obtenir une qualité constante du combustible. Ils indiquent, en outre, la nécessité, aussi bien que la possibilité, de réaliser des combustibles à poids spécifique et pouvoir calorique élevés, afin d'augmenter le parcours de vol.

Quant aux combustibles destinés aux moteurs des avions à très grande vitesse, les auteurs soulèvent le problème de leur stabilité thermique.

Pour conclure, ils insistent sur la nécessité de considérer le combustible TMA du point de vue de sa relation immédiate avec le moteur auquel il est destiné.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1.— Variation de la température d'ébullition des hydrocarbures paraffiniques en fonction de la température de congélation.

Fig. 2.— Pertes de combustibles, par vaporisation, en fonction de la hauteur de vol. *1* — essence ; *2* — fraction de large distillation ; *3* — pétrole.

Fig. 3. — Relation entre l'intensité des dépôts et l'excès d'air ; paramètre — la nature du combustible.

1 — hydrocarbures aromatiques bicycliques ; *2* — hydrocarbures aromatiques monocycliques ; *3* — hydrocarbures naphténiques.

Fig. 4. — Variation de la consommation annuelle des combustibles TMA aux E.U.A.

Fig. 5. — Rendement de la fabrication du combustible TMA en fonction des caractéristiques du combustible.

1 — pétrole, $t_{cong} = -60°C$; *2*—pétrole, $t_{cong} = -40°C$; *3*—fraction de large distillation, $t_{cong} = -60°C$; *4* — fraction de large distillation, $t_{cong} = -40°C$.

Fig. 6.— Relation entre le pouvoir calorique supérieur et la température d'ébullition des divers groupes d'hydrocarbures.

1 — hydrocarbures paraffiniques ; *2* — hydrocarbures naphténiques ; *3* — hydrocarbures aromatiques monocycliques ; *4* — hydrocarbures aromatiques bicycliques.

Fig. 7. — Variation de la viscosité des groupes d'hydrocarbures avec la température et l'intervalle de distillation.

1 — hydrocarbures paraffino-naphténiques ; *2* — hydrocarbures aromatiques monocycliques ; *3* — hydrocarbures aromatiques bicycliques.

Fig. 8. — Variation de la température d'échauffement de l'avion en fonction de la vitesse de vol.

Fig. 9. — Influence de la température sur la stabilité du combustible TMA.
1 et *2* — Combustible stable ; *3* et *4* — combustible peu stable.

BIBLIOGRAFIE

1. P. POPESCU, V. PIMSNER, A. C. VASILESCU, *Contribuții la studiul și fabricația combustibililor pentru turbomotoare de avion.* MFA, București, 1955.
2. H. A. РАГОЗИН, *Топлива для воздушно-реактивных двигателей.* Гостоптехиздат, Москва, 1956.
3. — *Моторные топлива, масла жидкости.* Гостоптехиздат, Москва, 1957.

POSIBILITĂŢILE UNEI ÎMBUNĂTĂŢIRI ECONOMICE ÎN PROCEDEUL CONVERSIUNII OXIDULUI DE CARBON CU AJUTORUL VAPORILOR DE APĂ SUB PRESIUNE*)

DE

JIRI SIMONEK şi LADISLAV MICHALICKA

I. INTRODUCERE

Pentru prepararea hidrogenului pe scară industrială se utilizează, cel mai adesea pe lîngă separarea gazului la temperaturi joase, conversiunea oxidului de carbon cu vapori de apă. Prin acest procedeu materia primă — cel mai adesea gazul de apă — se îmbogăţeşte cu hidrogen şi se degajă cea mai mare parte a oxidului de carbon care se transformă prin combinarea cu vapori de apă, în hidrogen şi bioxid de carbon după binecunoscuta formulă

$$CO + H_2O = CO_2 + H_2.$$

După ce s-a spălat bioxidul de carbon şi s-a eliminat reziduul de CO care nu a suferit reacţia, se obţine, conform compoziţiei iniţiale a gazului tratat, fie hidrogen tehnic pur pentru hidrogenare, fie un amestec de hidrogen cu azot necesar sintezei amoniacului. În alte cazuri, se prepară cu un procedeu analog un amestec de H_2 şi CO în compoziţii apropiate (de exemplu pentru sinteza alcoolilor şi a hidrocarburilor).

Se practică conversia fie la presiune atmosferică — conversiunea aşa-zisă „fără presiune" — fie la o presiune ridicată — numită „conversie sub presiune". Amîndouă procedeele au anumite avantaje şi anumite dezavantaje. Prin conversie, debitul — greutatea gazului — creşte cu cantităţi de vapori care au suferit reacţia. Datorită acestui fapt pare avantajos de a comprima o anumită cantitate de gaz înainte de conversia care are loc la o presiune mai ridicată, de obicei egală cu presiunea necesară spălării gazului. În cazul conversiei sub presiune, dimensiunile globale ale

*) Prezentul articol ne-a fost transmis la data de 21 iulie 1959, în cadrul colaborării ştiinţifice, de către Institutul de Stat pentru maşini termice, Praga.

instalaţiei sînt mai puţin mari decît în cazuri contrare. Din contra, conversia sub presiune are nevoie de vapori sub o presiune mai înaltă şi de aceea este mai costisitoare decît conversia fără presiune, fără să mai

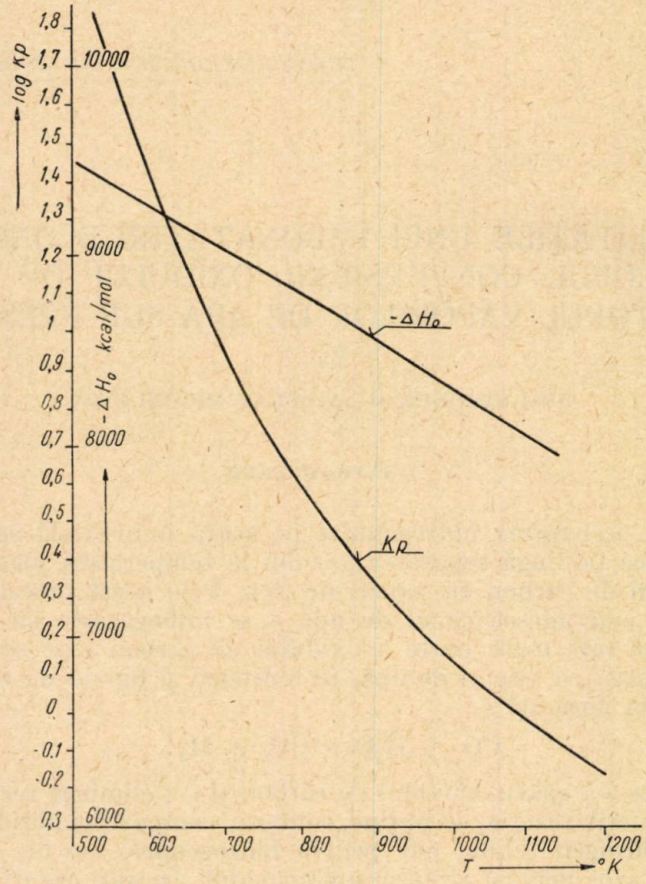


Fig. 1. — Căldură de reacţie şi constantă de echilibru de reacţie în funcţie de temperatură.

ţinem seama de faptul că instalaţiile funcţionînd la o presiune ridicată sînt mai pretenţioase din punctul de vedere al construcţiei, producţiei şi exploatării. De aceea, alegerea unui anumit fel de conversie trebuie să se bazeze pe o analiză cît mai detaliată, a cărei descriere depăşeşte cadrul acestui memoriu. În literatura tehnică de specialitate, se recomandă cel mai adesea conversia sub presiune pentru tratarea gazului cu un conţinut ridicat de CO, în timp ce conversia fără presiune trebuie să fie utilizată pentru gazul cu un conţinut mai mic de CO. Printre instalaţiile recent construite predomină mai ales conversia sub presiune.

Dacă se introduce H_2O sub formă de vapori într-o reacție, reacția devine exotermică, căldura descompunerii fiind aproape egală cu capacitatea termică a vaporilor. Se pot găsi date pentru căldura de reacție și constantele de echilibru în literatura de specialitate. Valorile după [2] sînt reproduse în figura 1. Deplasarea dorită a echilibrului din reacție în sensul unei extracții mai eficiente a hidrogenului și a unei cantități mai reduse de CO se poate obține fie prin temperatura de reacție, fie cu ajutorul unui exces de vapori.

Nu se poate influența reacția prin varierea presiunii, deoarece reacția are loc fără modificarea volumului. Însă, domeniul de activitate al temperaturilor de reacție aplicabile este limitat de calitatea catalizatorilor utilizați pentru accelerarea reacției, pentru ca o anumită conversie să fie asigurată pentru orice exces important de vapori de apă (4—6 ori). În aceste condiții rezultă necesitatea de a recupera cea mai mare parte posibilă din căldura conținută în acești vapori care nu au participat la reacție și de a scădea consumul de vapori proaspeți care formează partea cea mai importantă în cheltuielile de exploatare. În acest caz, instalația de conversie este cîteodată înzestrată cu un sistem mai mult sau mai puțin perfecționat de schimbători de căldură, care face posibilă recuperarea a circa 50% din căldura conținută în vaporii care nu au participat la reacție. În ceea ce urmează, noi vrem să arătăm o construcție apropiată care face posibilă utilizarea practic completă a acestei călduri și care duce, ca urmare, la o scădere considerabilă a cheltuielilor de exploatare. Această instalație va fi prezentată cu ajutorul unui exemplu de conversie sub presiune.

II. DESCRIEREA INSTALAȚIEI

O schemă de principiu a realizării conversiei, utilizată pînă în prezent, este indicată în figura 2. În 1 gazul tratat intră într-un saturator de contact *S* unde este încălzit și saturat cu apă caldă care curge în contracurent. Saturarea gazului ieșit din saturator este terminată în 2 cu ajutorul unei cantități de vapori suplimentare, pînă cînd atinge gradul de umiditate dorit pentru reacție. Amestecul format este încălzit într-un schimbător de căldură cu suprafață *V* și condus apoi într-un convertizor *K*, unde are loc reacția propriu-zisă. Gazul convertit este răcit, pe de o parte, în schimbătorul *V*, de către gazul care nu a reacționat și pe de altă parte într-un refrigerator de contact *Ch* cu apă. În continuare, el este condus pentru a fi supus tratamentului tehnologic ulterior. Apa încălzită de căldura gazului convertit în refrigeratorul *Ch* este reintrodusă, după ce a fost supusă unei răciri suplimentare, în refrigerator (ciclul de apă este închis) sau în al doilea caz, este lăsată să se scurgă liber și se introduce în refrigerator mereu apă proaspătă (ciclul de apă este deschis).

De cele mai multe ori, reacția propriu-zisă este împărțită în convertizor în două trepte : în prima treaptă, cantitatea cea mai mare de oxid de carbon reacționează cu vaporii de apă la temperaturi înalte și deci la viteze mari de reacție. În a doua treaptă, conversia are loc pînă la nivelul dorit la temperaturi mai joase (adică pînă la constanta de echi-

libru mai favorabilă). Pentru a răci gazul între aceste două trepte, se utilizează un schimbător de căldură de contact, în care căldura este transmisă gazului inițial sau condensatul este injectat între cele două trepte. Prin această injecție de condensat se obține nu numai o scădere a temperaturii gazului, dar și o creștere a volumului de vapori conținut în gaz în treapta a doua a conversiei și prin urmare, realizarea unei conversii mai complete. În ultimul timp, procedeul al doilea este mai răspîndit și de aceea, ne vom limita la acest al doilea procedeu cu toate că el are anumite dezavantaje (de exemplu pericolul unei otrăviri a catalizatorului cu sare).

III. ANALIZA BILANȚULUI TERMIC AL CONVERSIUNII

Pentru a examina problema aceasta, vom cita mai întîi cîteva relații fundamentale și diagrame termice necesare analizei noastre.

3.1. *Relații fundamentale valabile pentru gazul umed.* Pentru un amestec de gaz cu vapori de apă legea lui Dalton (pentru proporții multiple) este

$$P_c = P_g + P_p$$

în care

P_c — presiunea totală a gazului umed (kg/m²),
P_g — presiunea parțială a gazului (kg/m²),
P_p — presiunea parțială a vaporilor (kg/m²).

Entalpia pentru gazul umed I este exprimată prin relația:

$$I = i_g + x\, i_p,$$

unde

I — entalpia gazului umed (raportată la 1 kg gaz uscat kcal/kg),
i_g — entalpia gazului uscat (kcal/kg),
i_p — entalpia vaporilor (kcal/kg),
x — cantitatea de vapori în gaz (kg/kg).

Cantitatea relativă de vapori din gaz x este exprimată prin raportul:

$$x = \frac{\gamma_p}{\gamma_g}$$

unde

γ_p — greutatea specifică a vaporilor (kg/m³),
γ_g — greutatea specifică a gazului (kg/m³).

Pentru a determina greutatea specifică a gazului se folosește ecuația de stare

$$\gamma_g = \frac{P_g}{R_g T},$$

unde

R_g — constanta cazului (m/°K),
T — temperatura absolută (°K).

Saturarea gazului cu vapori sau dehidratarea sa are loc în limitele de saturare. Presiunea parțială a vaporilor este egală cu aceea a va-

porilor saturați la temperatura considerată. Din acest motiv pare necesar să se utilizeze tabele pentru vapori pentru determinarea stării gazului la limita de saturație.

Simpla încălzire și răcire a gazului are loc la volum constant a vaporilor în gaz (x = const.). Presiunea parțială a vaporilor este de asemenea constantă (exceptînd diferențele dintre însușirile vaporilor de apă și acelea ale unui gaz perfect).

Creșterea entropiei unui gaz umed este redată de ecuația :

$$\Delta S = \int_{t_1}^{t_2} \frac{J}{T}\, dt$$

unde derivata entropiei funcție de temperatură este notată cu J și temperatura absolută cu T(°K).

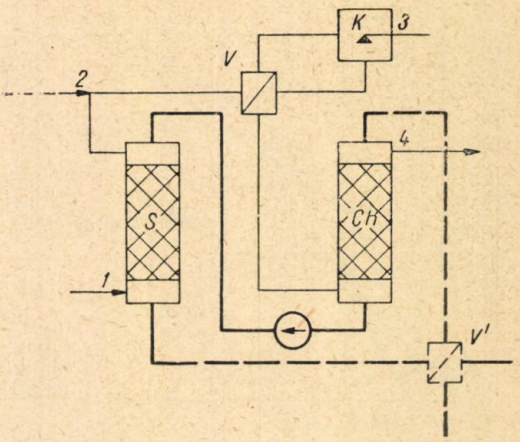


Fig. 2. — Schemă de principiu a unei conversiuni ce funcționează la o presiune invariabilă.

3.2. *Analiza termică a sistemelor de conversie utilizate pînă în prezent.* Se pot urmări procesele termice care au loc în timpul conversiei cu ajutorul unei diagrame $J-t$ a gazului umed, diagramă care se poate construi ușor pe baza raporturilor indicate mai sus. Cantitatea de gaz variind în timpul conversiunii, entalpia totală J a amestecului de gaz poate fi raportată în mod avantajos la 1 kg de gaz inițial (brut). Diagrama schematică $J-t$ a conversiei este reprodusă în figura 3. În această ecuație s-au notat :

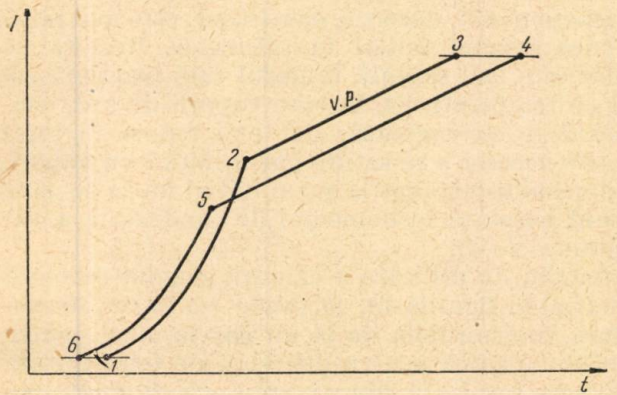


Fig. 3. — Diagrama schematică $I-t$ a unei conversiuni ce funcționează la o presiune constantă.

$1-2$ — saturația (la limita de saturație) gazului cu vapori de apă ;

$2-3$ — încălzirea amestecului de gaz cu vapori înainte de reacție ;

$4-5$ — răcirea gazului,

$5-6$ — deshidratarea gazului (la limita de saturație).

După cum se vede în diagramă, rezultă din bilanțul termic și din bilanțul cantitativ al convertizorului, entalpia gazului înainte de reacție

este aproape egală cu aceea de după reacţie. Dar în cursul procesului tehnologic al conversiei este necesar să se introducă o mare cantitate de căldură din exterior în gazul iniţial, deoarece nu se poate utiliza decît o mică parte din căldura conţinută în gazul care reacţionează. Din acest motiv,

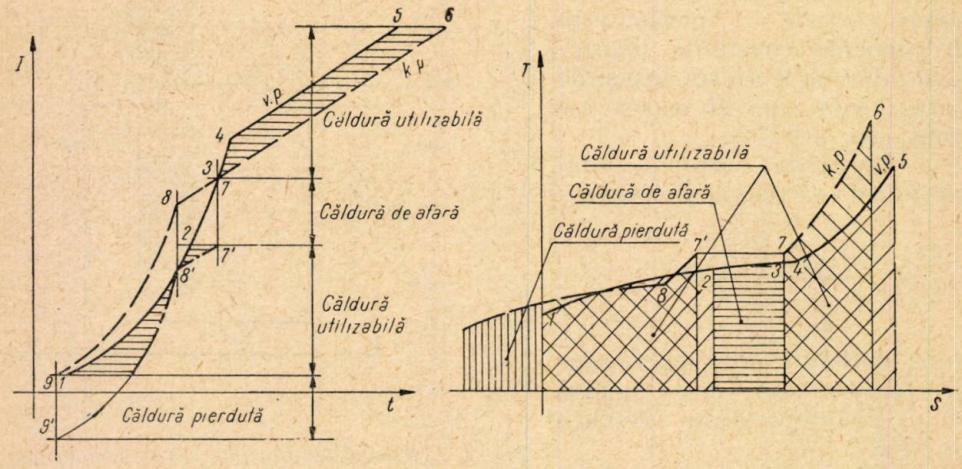


Fig. 4 *a, b.* — Diagramele $I-t$ şi $T-s$ a unei conversiuni ce funcţionează la o presiune invariabilă pentru un caz ideal (scădere de temperatură egală cu zero).

în cursul reacţiei se micşorează volumul de vapori şi creşte volumul de gaz avînd greutatea moleculară inferioară. În afară de aceasta, presiunea totală a gazului umed care reacţionează, datorită pierderilor, este mai mică în refrigerator decît presiunea gazului iniţial în saturator. Rezultă că presiunea parţială a vaporilor este mai scăzută în gazul care reacţionează decît în gazul iniţial, astfel că temperaturile, la care vaporii de apă conţinuţi în gazul ce reacţionează se condensează, sînt mai reduse în total decît temperaturile la care este necesar a se satura gazul iniţial cu vapori. Pentru transmiterea căldurii gazului reactant la gazul iniţial nu se dispune de o diferenţă de temperatură necesară în domeniul de condensare a vaporilor de apă (vezi diagrama $I-t$).

Se poate vedea un exemplu de utilizare a căldurii gazului reactant pentru prepararea gazului iniţial în figurile 4*a*, 4*b*, unde s-a notat, în diagramele $I-t$ şi $T-s$, căldura transmisibilă de la un gaz la altul pentru cazul limită al transmisiei căldurii adică pentru diferenţa de temperatură de zero. Este evident, căldura furnizată din exterior va fi mult mai ridicată la diferenţe de temperaturi finale.

3.3. *O nouă schemă a recuperării de căldură la o conversie.* Folosind principiul unei pompe de căldură se poate modifica variaţia dezavantajoasă a temperaturilor. Prin creşterea presiunii gazului care iese din reacţie în raport cu gazul iniţial se poate obţine diferenţa de temperatură necesară şi prin urmare să se facă posibilă utilizarea întregii călduri conţinute în gazul reactant, cu preţul unei cantităţi reduse de energie mecanică utilizată pentru compresie. În figura 5*a* şi 5*b*, sînt trasate dia-

gramele $I-t$ și $T-s$ ale acestei noi scheme pentru un caz ideal de conversie adică cu transmisia căldurii la o diferență de temperatură egală cu 0, cu o comprimare adiabatică reversibilă a gazului inițial. Starea gazului după conversie este dată — datorită evaporării adiabatice a apei în gaz —

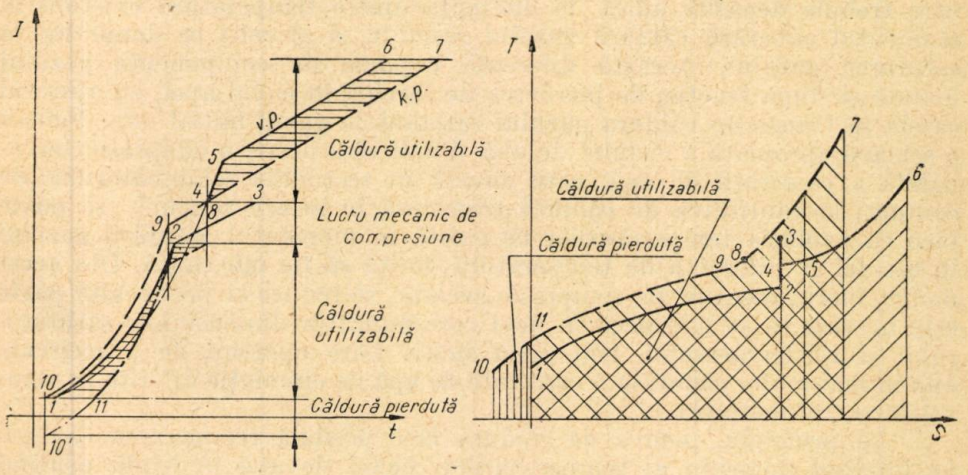


Fig. 5 *a, b.* — Diagramele $I-t$ și $T-s$ ale unei conversiuni după proiectul lui Vutt pentru un caz ideal (scăderea temperaturii egale cu zero).

sub forma în care căldura poate să treacă în mod spontan de la gazul reactant la gazul inițial.

Se poate comprima, de exemplu, un amestec de vapori cu un gaz înainte și după reacție (gazul inițial sau gazul reactant). Compresia gazului după reacție este mai puțin avantajoasă decît compresia gazului cu apă, pe de o parte, datorită faptului că, cantitatea condensată, răcit injectată în reactor înaintea celei de-a doua trepte, iar pe de altă parte, temperatura gazului inițială. Amîndouă cauzele măresc lucrul mecanic de compresie. Compresia gazului supus conversiunii este dezavantajoasă și datorită faptului că cea mai mare parte a instalației, îndeosebi convertizorul, lucrează în acest caz la o presiune mai redusă, fapt ce are ca urmare dimensiuni mult mai mari ale instalației. Ținînd cont de dezavantajele menționate mai sus nu s-a studiat mai adînc cazul cu comprimare a gazului supus conversiunii.

Se poate de asemenea obține o anumită creștere a presiunii în refrigerator prin efectul injecției vaporilor adiționali cum este cazul anumitor instalații existente. Fără îndoială vaporii trebuie să aibă în acest caz o presiune mai ridicată decît presiunea din sistemul de conversie. În acest caz, cînd nu se utilizează vapori adiționali pentru a mări presiunea în instalații pare avantajos ca vaporii să fie aproape de saturație și ca presiunea să difere puțin de presiunea care domnește în instalație. Într-un caz real nu se poate transmite căldură la o diferență de temperatură egală cu zero. Mai mult, trebuie să se țină seama de bilanțul de greutate al vaporilor de apă, respectiv al apei în sistemul menționat. Transmisia de căldură în

timpul unei transmisii simultane de vapori face să se utilizeze apa ca un mijloc de transmitere a căldurii gazului utilizat la gazul inițial.

Cantitatea de lucru mecanic necesar compresiei pompei de căldură, care trebuie să fie utilizată, depinde de diferența totală a temperaturilor care trebuie depășite adică de diferența dintre temperatura existînd în momentul eliberării căldurii gazului reactant şi al celei ce domneşte la saturarea gazului. Această diferență depinde de componența gazului înainte şi după reacție, de pierderea de sarcină în ciclul apei, cu ajutorul căreia se transmite căldura gazului reactant la gazul inițial etc. Pentru o schemă apropiată a ciclului de apă şi mai ales printr-o adaptare convenabilă a cantității de apă, care circulă în secțiunile schimbătorului de contact, la cantitatea de căldură transmisă în aceste secțiuni se poate face ca evoluția temperaturilor ce există în momentul saturării gazului în aşa fel ca diferența de temperatură dorită să fie micşorată. Din acest motiv, lucrul mecanic de compresie necesar, se reduce şi pe de altă parte este necesar să se mărească în mod corespunzător dimensiunile saturatorului şi refrigeratorului. Din acest motiv pare oportun de a recircula apa în mai multe cicluri la o cantitate de apă de circulație diferită în saturator şi refrigerator.

În principiu, pompa de căldură face posibilă recuperarea căldurii pe întregul domeniu al temperaturilor, ciclul de apă multiplu uşurînd funcționarea la mici diferențe de temperatură ceea ce micşorează lucrul mecanic necesar compresiei. În cele ce urmează se va demonstra cu ajutorul calculelor şi al comparațiilor avantajele procedeului stabilit. Calcule detaliate sînt indicate în lista literaturii citate [3]. [4].

IV. COMPARAREA SISTEMELOR CU CONVERSIE SUB PRESIUNE

4.1. *Date fundamentale pentru calcule comparative.* Pentru a compara sistemele de conversie sub presiune, se consideră prepararea hidrogenului din gazul de apă prin conversia sub presiune la presiunea de 12,5 ata, compoziția (volumetrică) a gazului de apă fiind următoarea:

CO_2	23,1%	CO	34,9%
O_2	0,1%	CH_4	1,0%
H_2	39,2%	N_2	1,7%

Greutatea specifică x $\gamma = 0{,}958$ kg/Nm^3, constanta gazului $R = 39{,}39$ m/°K.

După conversiune se pretinde un gaz zis „de contact" conținînd 3% CO. Această finalitate corespunde unei compoziții globale gazului, care este următoarea:

CO_2	41,4%	CH_4	0,8%
H_2	53,5%	N_2	1,3%
CO	3,0%		

(Observație : Bilanțul convertizorului a fost luat pe baza calculelor efectuate de „Chemproect" Intreprindere națională de studii și proiecte Praga).

Greutatea specifică γ este egală cu 0,958 kg/Nm^3, constanta gazului R = 40,87 n/°K.

Rezultă din bilanțul termic și din bilanțul de greutate (cu condiția ca temperatura gazului să fie 410°C la intrarea în convertizor și 440°C la ieșirea din convertizor) a convertizorului că procentul de vapori în gaz la intrarea în convertizor este $x = 1{,}191$ kg/kg, cantitatea de condensat răcit $g_k = 0{,}141$ kg/kg, cantitatea de vapori reactanți $\Delta_g = 0{,}262$ kg/kg, cantitatea de gaz de contact $\rho = 1{,}262$ kg/kg, entalpia gazului la intrarea în convertizor $I = 1085{,}7$ kcal/kg, entalpia la ieșirea din convertizor $I = 1085{,}6$ kcal/kg, cantitatea de vapori în gaz la ieșirea din convertizor $x = 1{,}069$ kg/kg.

În toate cazurile studiate, se consideră că diferența temperaturii minime dintre apă și gaz în schimbătorii de contact este de 4°C. La intrarea în instalație se consideră temperatura gazului de apă egală cu 40°C ; la ieșirea din procesul de conversie se pretinde o răcire a gazului de contact la 45°C. Starea vaporilor adiționali aleasă este de 19 ata și 300°C, temperatura apei de răcire este de 28°C și aceea a condensatului de 40°C. Înălțimea de refulare a pompelor de apă este 40 m. În toate aceste cazuri s-au neglijat pierderile de sarcină și de căldură în instalație care nu pot influența în mod sensibil rezultatele.

În sistemele cu comprimare a gazului s-a admis un randament termodinamic al compresorului $\eta = 0{,}7$.

S-au determinat pentru diversele sisteme consumurile totale de vapori și de energie electrică și pe baza cifrelor obținute s-au calculat cheltuielile de exploatare necesare pentru conversia a 1000 de Nm^3 de gaz de apă. S-au estimat următoarele prețuri unitare :

— vapori (19 ata 300°C)	40	coroane cehoslovace/t
— energie electrică	0,18	coroane cehoslovace/kWh
— condensat	1,5	coroane cehoslovace/t
— apa proaspătă de răcire	0,1	coroane cehoslovace/t

Influența asupra rezultatului raportului dintre vapori și energie electrică va fi analizată mai aprofundat mai jos.

4.2. *Sistemele de conversie utilizate pînă în prezent.* În instalațiile existente se utilizează cel mai adesea, sistemele Bamarg și Uhde cu anumite modificări. Ne propunem a examina în studiul de mai jos cele patru sisteme și anume :

1. Sistemul „Bamag"
2. Sistemul „Bamag" cu un refrigerator
3. Sistemul „Leuna"
4. Sistemul „Uhde"

Schemele acestor sisteme și rezultatele calculelor sînt reproduse în tabelul 1. Caracterul comun al tuturor sistemelor se referă la presiuni aproximativ egale în toate cazurile (la pierderi de sarcină apropiate) în saturator și în ciclul de apă simplă. Sistemele diferă unul de altul prin introducerea prerefrigeratorului pentru gazul de contact, prin cantitatea de

apă de circulaţie şi eventual printr-un refrigerator subsecvent pentru gazul de contact. După cum se vede din tabelul 1 rezultatele cele mai favorabile se obţin prin sistemul Uhde.

În tabelul anexat sînt determinate : cantitatea de căldură transmisă elementelor particulare ale instalaţiei, căldura introdusă din exterior şi stările particulare ale gazului.

4.3. *Sisteme de conversiune cu presiune cu pompe de căldură.* Pentru compararea termodinamică a sistemelor cu pompă de căldură s-a considerat presiunea gazului de apă la intrarea în instalaţia de conversiune 8,5 ata şi 12,5 ata în convertizor şi în elementele următoare ale instalaţiei. În aceste condiţii de presiune se obţine diferenţa de temperatură necesară pentru transmiterea căldurii între stările corespunzătoare ale gazului de contact şi ale gazului de apă. Pentru această comparare, s-au ales următoarele cazuri ale conversiei cu pompă de căldură :

1. Sistem prevăzut cu comprimarea gazului de apă pentru un ciclu de apă simplă.
2. Sistem prevăzut cu comprimarea gazului de apă cu ciclul de apă multiplă.
3. Sistem cu conectarea adiţională a gazului în avalul compresorului.
4. Sistem cu saturare (divizată).

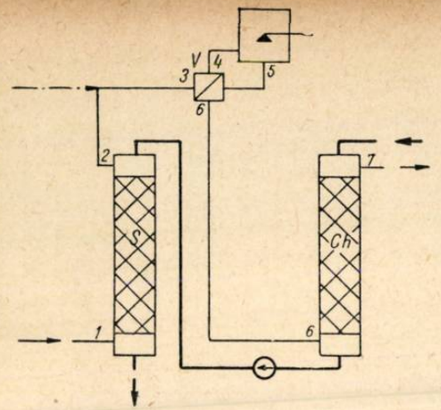
Sistemele menţionate nu diferă între ele decît prin gradul de saturare al gazului cu vapori de apă la intrarea în compresor. Schemele acestor sisteme particulare şi rezultatele calculelor comparative efectuate sînt trasate în figura 2.

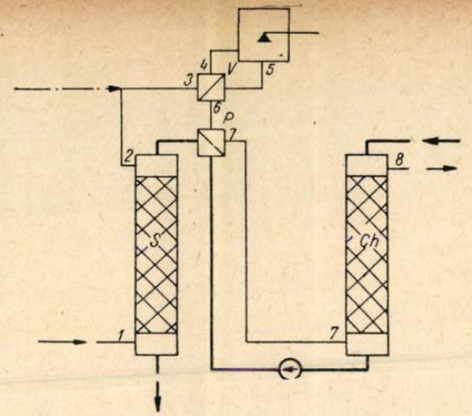
După cum rezultă din tabel, sistemul de saturare divizată este cel mai avantajos din punct de vedere termodinamic. Se pot ameliora sistemele particulare, de exemplu prin introducerea unui prerefrigerator al gazului de contact, printr-o răcire intermediară a compresorului cu ajutorul injecţiei de condensat etc.

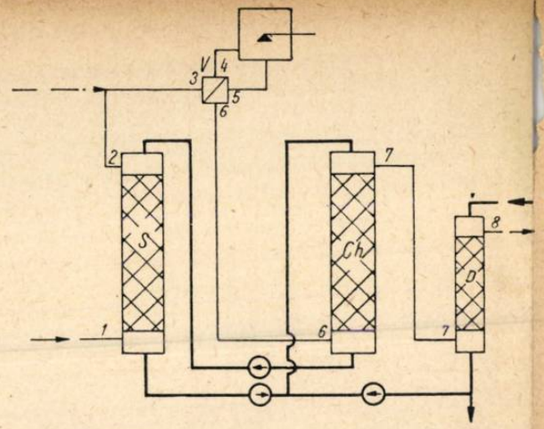
Cantitatea de căldură transmisă prin elementele particulare ale instalaţiei, stările particulare ale gazului şi apei şi cantitatea de lucru mecanic necesar compresiei sînt reprezentate în diagramele din tabelul considerat.

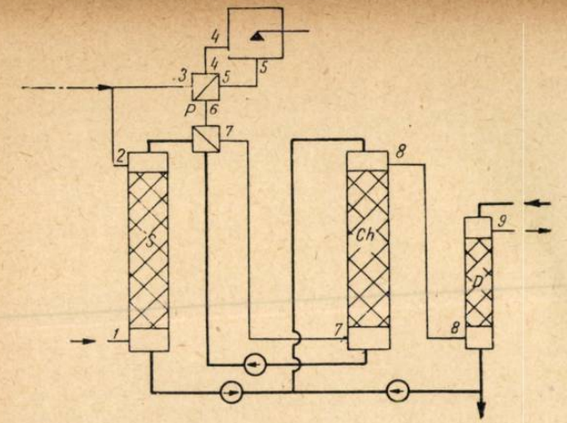
4.4. *Compararea sistemelor.* Reiese din rezultatele indicate în tabelele 1 şi 2, care indică consumul de vapori şi de energie electrică şi cheltuielile respective, că îmbinarea propusă într-o pompă de căldură cu un ciclu multiplu cu apă este foarte avantajoasă din punct de vedere energetic. De asemenea, se observă că îmbinarea celor două procedee este şi mai avantajoasă, deoarece fiecare utilizat independent unul de altul (pompa de căldură cu un ciclu de apă simplă) aduce economii mai puţin importante. Prin sistemul Uhde se poate practic obţine aceeaşi saturare a gazului ca şi prin ciclul cu apă multiplă fără pompă de căldură.

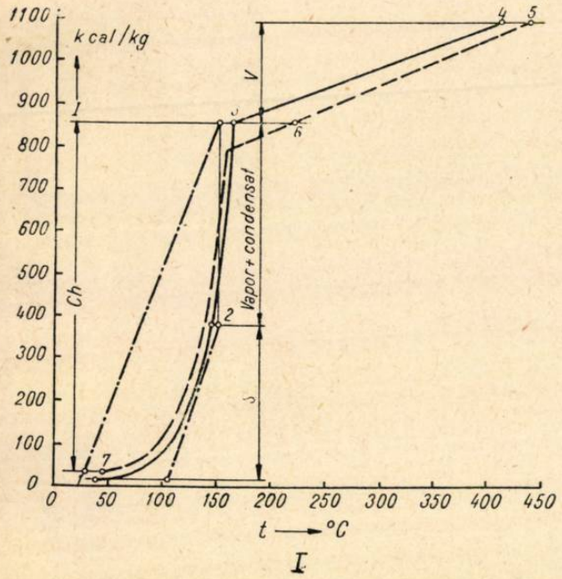
Fără îndoială numai considerentele energetice singure, nu pot constitui un factor decisiv pentru aprecierea unei instalaţii, — chiar dacă ele sînt foarte avantajate, ca în cazul de faţă — dar de asemenea economia totală a instalaţiei înglobînd influenţa cheltuielilor de investiţii, de amortizare, de întreţinere pentru serviciul şi pentru întreţinerea instalaţiei etc. În tabelul 3, sînt date cheltuielile de exploatare totală pentru sistemul „Bamag" şi pentru sistemul Vutt dotat cu o uscare parţială a gazului în



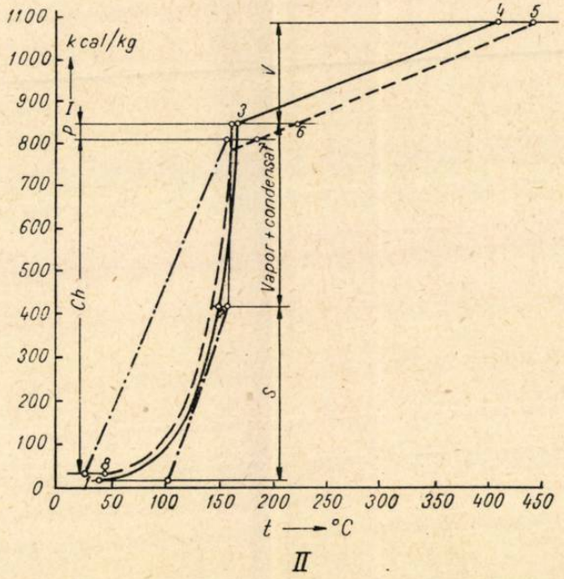




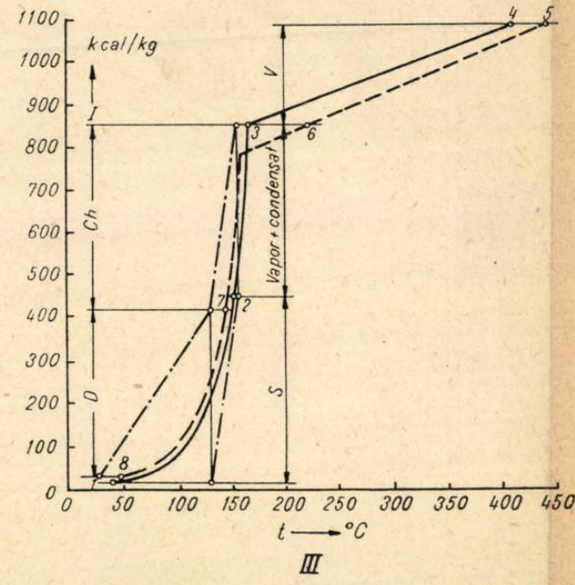




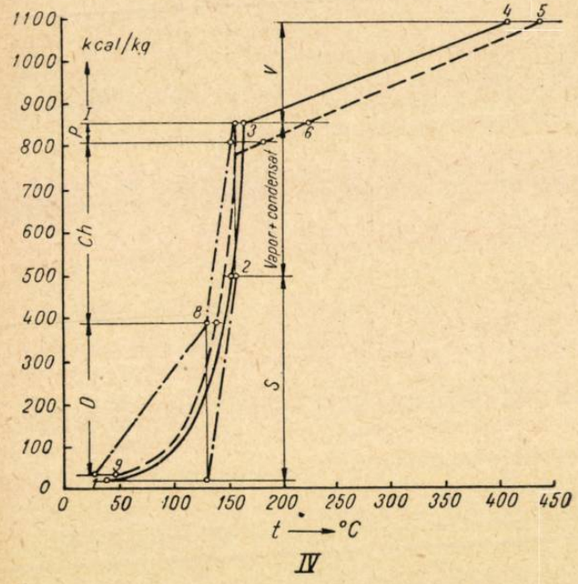
I



II



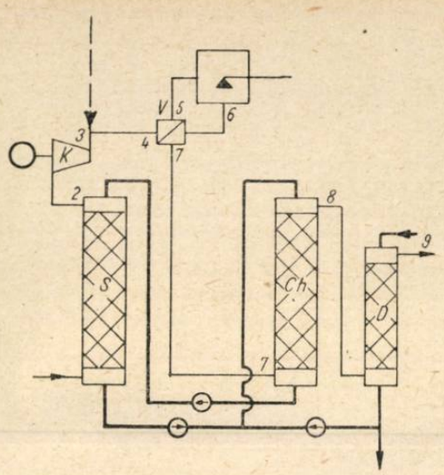
III

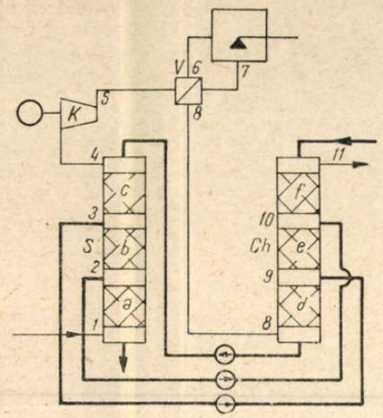


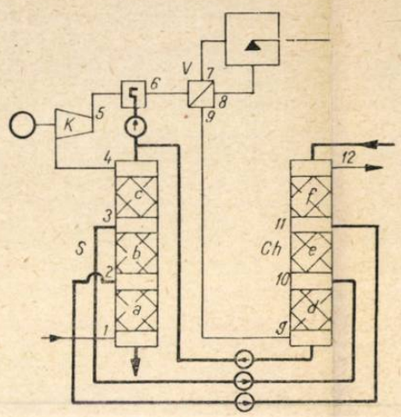
IV

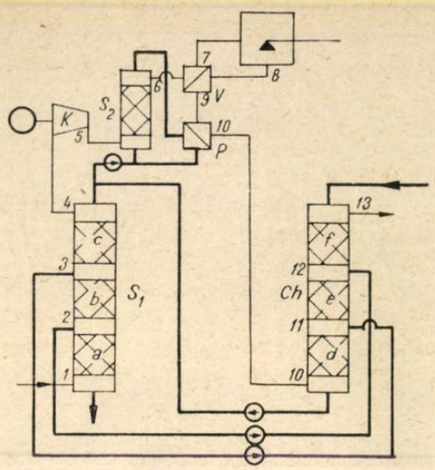
Tabela 1

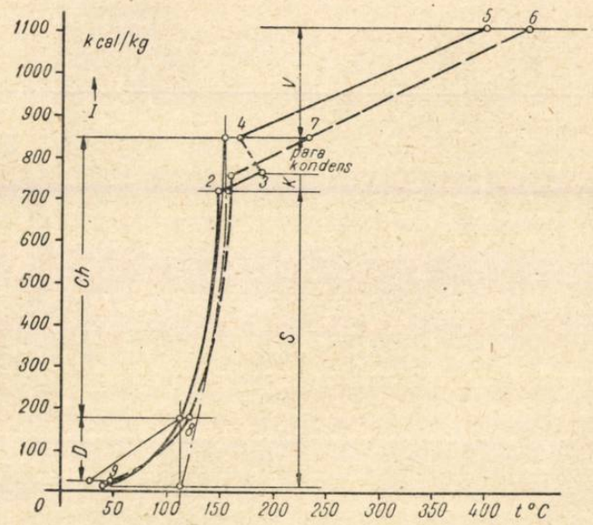
Poziții	Sistem BAMAG I		Sistem BAMAG cu un refrigerator II		Sistem LEUNA III		Sistem UHDE IV	
	Cantitate	Preț coroane cehoslov.	Cantitate	Preț coroane cehoslov.	Cantitate	Preț coroane cehoslov.	Cantitate	Preț coroane cehoslov.
Vapori (18 atp., 300°C.)	0,63 t	25,20	0,580 t	23,20	0,525 t	21,0	0,48 t.	19,0
Condensat	0,178 t	0,277	0,174 t	0,261	0,171 t	0,26	0,17 t	0,25
Consumul de energie de către pompe	1,19 kWh	0,214	1,13 kWh	0,204	3,22 kWh	0,58	4,5 kWh	0,81
Apă de răcire	12 t.	1,20	11 t.	1,10	10 t	1,0	9,0 t	0,9
Cheltuieli de exploatare		26,881		24,765		22,84		20,96



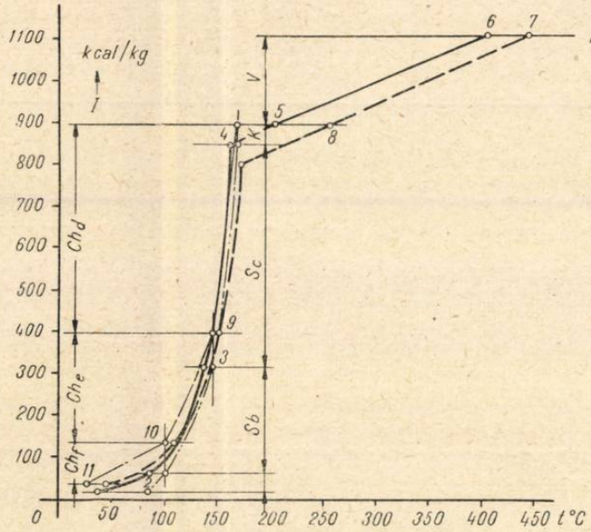




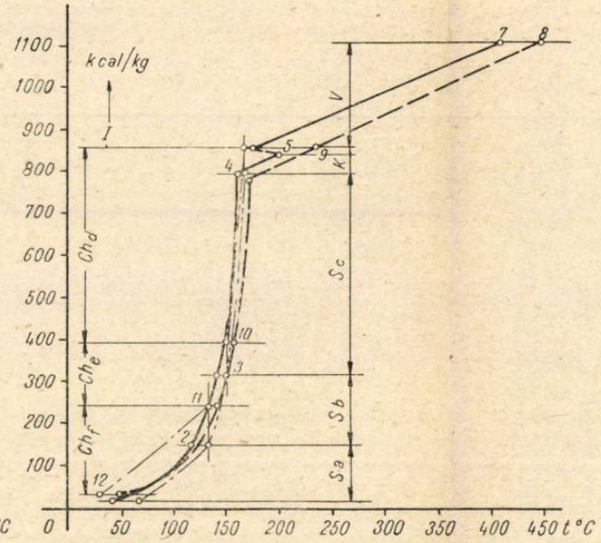




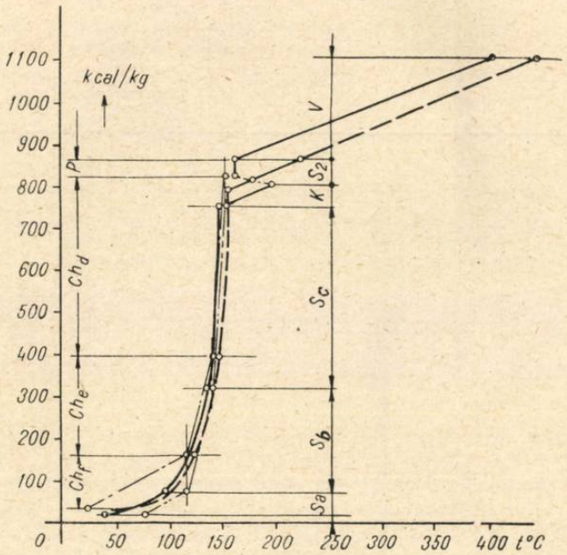
I



II



III



IV

Tabela 2

Sistem prevăzut cu comprimarea de gaz de apă și un ciclu de apă simplă I			Sistem prevăzut cu comprimarea gazului de apă și un ciclu de apă multiplă II		Sistem prevăzut cu umectarea adițională a gazului în avalul compresorului III		Sistem prevăzut cu saturație divizată IV	
Poziții	Cantitate	Preț coroane cehoslov.	Cantitate	Preț coroane cehoslov.	Cantitate	Preț coroane cehoslov.	Cantitate	Preț coroane cehoslov.
Vapor	0,155 t	6,21	0	—	0	—	0	—
Condensat	0,205 t	0,31	0,135 t	0,20	0,135 t	0,20	0,135 t	0,20
Energia electrocompresor	53,2 kWh	9,59	62,6 kWh	11,26	59,5 kWh	10,70	56,3 kWh	10,12
Pompă	3,3 kWh	0,59	3,8 kWh	0,68	4,8 kWh	0,86	5,0 kWh	0,90
Apă de răcire	4,0 t	0,4	1,1 t	0,11	1,9 t	0,19	1,3 t	0,13
Cheltuială de revenire		16,90		12,25		11,95		11,35
Economie de comprimare	10,8 kWh	1,95		1,95	10,8 kWh	1,95	10,8 kWh	1,95
Cheltuieli comparate		14,95		10,30		10,00		9,40

avalul compresorului, cu un randament de 30.10^3 Nm^3/h de gaz de apă. Cheltuielile de amortizare, de serviciu, de întreținere etc. au fost calculate pe baza unui studiu executat de Chemoprojekt [6].

Tabela 3

Comparația cheltuielilor totale de investiție și a cheltuielilor de exploatare pentru conversiune după procedeul Bamag și Vutt pentru o unitate cu o capacitate de 30 000 Nm^3/h de gaz de apă.

Părțile ce alcătuiesc cheltuielile de producție	BAMAG		VUTT	
	Cantitatea	Preț coroane cehoslovace	Cantitatea	Preț coroane cehoslovace
Cheltuieli de exploatare	—	26,88	—	11,95
Amortismente plus întreținere	10,1 %	2,10	11,0 %	4,05
Salarii	—	0,17	—	0,25
Economii aduse la comprimarea gazului uscat	—	—	10,8 kWh	1,95
Cheltuieli totale de producție de 10^3 Nm^3 de gaz de apă.	—	29,15	—	14,30
Cheltuieli de investiție pentru o unitate cu o capacitate de 30.10^3 Nm^3 de gaz de apă/h.	$4,5.10^6$ coroane cehoslov.		$8,6.10^6$ coroane cehoslov.	

Se vede că în cazul Vutt deși cheltuielile de investiție sînt ridicate, pare mai avantajos din punct de vedere al cheltuielilor totale.

Trebuie considerate în această conexiune înainte de toate relațiile exacte între prețuri. În cazul nostru este vorba de o relație exactă între prețul vaporilor și prețul energiei electrice, respectiv al energiei mecanice. Noua schemă înlocuiește, în principiu, consumul de vapori cu consumul unei cantități inferioare de energie mecanică destinată pentru funcționarea compresorului. De aceea, schema pare mai puțin avantajoasă în cazurile cînd se dispune de vapori la preț redus și de energie mecanică la un preț ridicat.

Acest lucru nu este chiar exact căci e posibil de a antrena compresorul direct cu ajutorul unei turbine cu vapori și de a consuma în locul energiei mecanice scumpe vapori cu preț redus. Această posibilitate oferă și alte avantaje indicate în capitolul următor.

V. SISTEME DE ACȚIONARE A COMPRESORULUI ȘI ALTE POSIBILITĂȚI DE ÎMBUNĂTĂȚIRI ECONOMICE ALE PROCEDEULUI PREPARĂRII HIDROGENULUI

5.1. Sistemul de comandă al compresorului în principiu nu este limitat; practic, există numai posibilitatea acționării cu un electromotor sau cu o turbină cu vapori. Utilizarea unui electromotor apare dezavantajoasă, deoarece este necesar de a regla compresorul la o turație constantă

(caz dezavantajos din punct de vedere energetic); la dimensiunile obişnuite ale instalaţiei, este necesar să se utilizeze o cutie de viteze, un sistem de distribuţie etc. astfel că întreaga instalaţie necesită o suprafaţă mare. Toate aceste dezavantaje menţionate nu mai au importanţă în cazul unei turbine cu vapori care mai are şi avantajul posibilităţii de a furniza vapori după destinderea în generator pentru gazeificarea combustibilului. În timpul gazeificării combustibilului pulverizat, în generatorul Winkler gazul iese la o temperatură ridicată, la aproximativ 900°C, căldura sa fizică fiind utilizată în recuperatoare pentru producere de vapori. Gazul conţine o cantitate considerabilă de vapori de apă care nu au reacţionat (450 kg/1000 Nm^3 aproximativ) şi o cantitate considerabilă de praf (250—400 kg/1000 Nm^3 aproximativ) astfel că capacitatea termică totală este suficient de mare pentru a produce 0,55—0,65 t de vapori pe 1000 Nm^3 de gaz uscat [7][8].

Consumul de vapori pentru gazeificarea carbonului creşte în acelaşi caz la aproximativ 630 kg/1000 Nm^3 de gaz brut [7], cantitate ce este mai mult sau mai puţin egală cu aceea care poate fi produsă în recuperator. De aceea, pare avantajos de a utiliza vapori produşi în recuperator pentru o turbină cu contrapresiune,— şi de a introduce vapori la presiune joasă destinşi ca mijloc de gazeificare în generator. La parametrii vaporilor (18 ata suprapresiune, 250°C în recuperator, 3,5 ata pentru vaporii destinaţi pentru gazeificare) s-au putut obţine prin acest procedeu aproximativ 2/3 din lucrul mecanic necesar compresorului. Prin creşterea parametrilor vaporilor în recuperator — lucru ce este posibil la o temperatură relativ ridicată în recuperator — şi eventual cu o contrapresiune mai redusă a vaporilor s-ar putea practic obţine ca lucrul mecanic necesar compresorului să fie acoperit de căldura produsă în recuperator necesară pentru gazeificare după destinderea în turbină. Producerea de gaz de apă şi conversia ar forma astfel o unitate practic independentă de aportul de căldură din exterior.

5.2. Un alt punct de vedere sub care se poate judeca utilizarea conversiunii este posibilitatea unei racordări cu producţia de deuterium sau apă grea prin care se poate ameliora economia întregului proces. Este bine cunoscut că unul din procedeele cele mai economice pentru producţia de apă grea sau de deuterium este rectificarea hidrogenului lichefiat la temperaturi foarte scăzute (aproximativ — 250°C). În acest caz, îmbunătăţirea cu ajutorul acestui procedeu este puţin redusă datorită faptului că hidrogenul care a suferit procesul de conversie are un procent mai redus de deuterium decît acel obişnuit. Astfel, cheltuielile făcute pentru o unitate de deuterium sînt mai mari. Acest procent mai redus de deuterium în hidrogen este cauzat de reacţia de schimb între hidrogen şi vapori care are loc în conversie şi în cursul căreia deuterium se concentrează în vaporii care nu au reacţionat astfel că hidrogenul se sărăceşte în raport cu cantitatea de deuterium. Pentru a evita această sărăcire este necesar de a trimite vaporii îmbogăţiţi cu deuterium în ciclu. Bineînţeles, această recirculare nu este posibilă în general în cazul conversiei cu un ciclu de apă deschis, deoarece vaporii îmbogăţiţi se amestecă în refrigerator cu o mare cantitate de apă de circulaţie în aşa fel încît concen-

tratia de deuterium în apă este redusă şi o parte din apă este evacuată din saturator. În ciclul de apă închis este necesar ca întreaga cantitate care circulă să fie răcită suplimentar şi reintrodusă în refrigerator. În sistemul conversiei Vutt dotată cu o pompă de căldură şi cu un ciclu de apă multiplu, recircularea apei îmbogăţite are loc de la saturator în refrigerator şi înapoi. În partea cea mai rece a saturatorului circulă o foarte mică cantitate de apă astfel că realizarea circuitului închis este mai uşoară. Astfel, conversia conform schemei Vutt se prezintă fiind mult mai avantajoasă.

Un alt mod de preparare a hidrogenului, eliminînd în mod considerabil dezavantajul sărăcirii hidrogenului de deuterium în cursul reacţiei este descris în [10]. Acest procedeu este o combinare a unui ciclu la presiune joasă cu un ciclu de separare a unei staţiuni generatoare de deuterium cu conversia oxidului de carbon, prin care se obţine în acelaşi timp şi o scădere importantă a consumului de vapori necesar conversiei. O descriere mai detaliată a acestei instalaţii nu intră în cadrul acestui memoriu.

CONCLUZII

Bazîndu-se pe procedeul preparării hidrogenului în conversia sub presiune cu ajutorul vaporilor de apă, autorii descriu o nouă posibilitate de a utiliza căldura pierdută a vaporilor conţinuţi în produşii de reacţie avînd drept scop prepararea (umidificarea, încălzirea) componenţilor iniţiali ai reacţiei.

Soluţia propusă se bazează pe aplicarea principiului unei pompe de căldură cu un ciclu de apă multiplu destinat transmisiei căldurii produşilor reacţiei substanţelor dinaintea reacţiei. Această transmitere de căldură face posibilă utilizarea proprie a căldurii pierdute prin crearea de căderi de temperatură necesare; ciclul de apă multiplu uşurează transmiterea de căldură la mici diferenţe de temperatură, adică la un consum redus de lucru mecanic.

Contrar instalaţiilor utilizate pînă în prezent, care lucrează cu un singur ciclu de apă, acest nou sistem pretinde un compresor pentru a crea o diferenţă de presiune şi ca urmare o diferenţă de temperatură în domeniul necesar şi o complicare şi o mărire puţin importantă a sistemului de schimbători de contact prin introducerea unui ciclu de apă multiplu. Această complicaţie este recompensată printr-o scădere importantă a cheltuielilor de exploatare, deoarece se poate economisi întregul consum existent de vapori (450 kcal/Nm^3 de gaz de apă) şi de a o înlocui prin consumul unei cantităţi relativ mici de energie mecanică (aproximativ 60 kcal/Nm^3 de gaz de apă). Mărimea economiilor realizate depinde în acest caz de relaţia dintre preţul vaporilor şi energia mecanică. Preţul vaporilor fiind de 40 coroane cehoslovace pentru 1 t şi al curentului electric de 0,18 coroane kWh, economiile realizate sînt de 17 coroane cehoslovace/ 1000 Nm^3 -gaz de apă, adică aproximativ 60 procente din cheltuielile de energie făcute pînă în prezent. Datorită faptului că exploatarea are

loc în tot timpul anului, creșterea cheltuielilor din investiții nu joacă un rol important.

Pare avantajos de a acționa compresorul cu o turbină cu vapori care funcționează cu vapori din recuperatorii din avalul generatorilor de gaz și care furnizează vapori la presiune redusă pentru procesul de gazeificare. Se obține prin acest procedeu că sistemul „generator de gazeificare — conversiune" este practic independent de aportul de vapori din exterior. Comanda cu ajutorul unei turbine cu vapori are și o serie de avantaje datorită prețului redus al vaporilor și prețului mai ridicat al curentului electric. Prin alegerea convenabilă a acționării compresorului (printr-o turbină cu vapori sau printr-un electromotor) este posibil de a se adapta instalația la diversele prețuri ale vaporilor și ale curentului electric astfel ca să fie avantajoasă din punct de vedere economic.

Natural, se poate utiliza principiul arătat nu numai la conversia oxidului de carbon cu vapori de apă ci și în alte cazuri cînd este nevoie pentru un anumit motiv de a recupera căldura și produșii de reacție și în compușii inițiali, înaintea reacției.

ВОЗМОЖНОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ ЭКОНОМИИ ВСЛЕДСТВИЕ КОНВЕРСИИ ДАВЛЕНИЕМ ОКИСИ УГЛЕРОДА С ПОМОЩЬЮ ВОДЯНОГО ПАРА

РЕЗЮМЕ

В настоящей статье описывается на примере получения водорода путем конверсий окиси углерода с помощью водяного пара новые возможности рекуперацій тепла из водяного пара, выделяемого при химической реакции начальных компонентов.

Этот метод состоит в применении теплового насоса, комбинированного с многократным водяным циклом, предназначенным для тепло- и мало-передачи. Рекуперация тепла именно производится при этой передаче, а многократный водяной цикл позволяет осуществлять эту передачу при незначительной разнице температуры, т. е. с незначительным расходом работы.

В отличие от обычных установок, работающих только с одним водяным циклом, предполагаемый способ требует введения компрессора, что приводит к усложнениям конструкций контактных теплообменных, но полностью выкупается радикальным снижением себестоимости продукции. Точное установление размеров экономии зависит от отношения себестоимости пара к себестоимости механической энергии. Увеличение стоимости капиталовложений не играет существенной роли, так как здесь речь идет о круглогодовом производстве.

Для привода компрессора можно с успехом использовать турбину, приводимую паром от утилизационных котлов газогенераторов. Это особенно выгодно при низкой стоимости пара и высокой стоимости

электроэнергий. Путем надлежащего выбора типа компрессора можно приспосабливать установку к различным ценам пара и электроэнергий с тем, чтобы получить наибольшие экономические выгоды.

Описываемый здесь метод может применяться и в других установках и вообще там, где нужно рекуперировать тепло продуктом химических реакций.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Теплота реакции и постоянная равновесия реакции в зависимости от температуры.

Рис. 2. — Принципиальная схема конверсий при постоянном давлении.

Рис. 3. — Схематическая диаграмма $I-t$ конверсии при постоянном давлении.

Рис. 4 *a*, *b*. — Диаграммы $I-t$ и $T-s$ конверсии при постоянном давлении для идеального случая (снижение температуры равно 0).

Рис. 5 *a*, *b*. — Диаграмма $T-t$ и $T-s$ конверсии по проекту Вутта для идеального случая (снижение температуры равно 0).

MÖGLICHKEITEN DER EINSPARUNG DER DRUCKKONVERSION DES KOHLENOXYDS DURCH WASSERDAMPF

ZUSAMMENFASSUNG

In dem Artikel wird, am Beispiel der Wasserstofferzeugung durch Konversion des Kohlenoxyds mittels Wasserdampf, eine neue Verwendungsmöglichkeit der Abwärme des Dampfes beschrieben, der in den Erzeugnissen der Reaktion der Ausgangskomponenten enthalten ist.

Diese Methode besteht in der Anwendung einer Wärmepumpe, die mit einem mehrfachen Wasserkreis kombiniert ist, welcher zur Übertragung von Wärme und Materie aus den Reaktionsprodukten in die Ausgangsstoffe dient. Durch Überleitung der Wärme wird die eigentliche Ausnutzung der Abwärme durch die Bildung des notwendigen Wärmeabfalls ermöglicht; der mehrfache Wasserkreis gestattet dann die Überführung der Wärme bei kleinen Temperaturdifferenzen d.h. bei einem geringen Verbrauch mechanischer Arbeit.

Zum Unterschied von den bisherigen Anlagen, die mit gleichem Druck und mit einem einzigen Wasserkreis arbeiteten, ist es notwendig, bei dem neuen System einen Kompressor einzuschalten und das bisherige System der Kontakt-Wärmeaustauscher ein wenig zu komplizieren und zu vergrößern. Diese Komplizierung wird durch eine radikale Herabsetzung der Betriebskosten voll ausgeglichen. Die finanzielle Festsetzung der Einsparungen ist von der Relation des Dampfpreises und des Preises der mechanischen Energie abhängig. Weil es sich um einen Dauerbetrieb handelt, spielt die Erhöhung der Investitionskosten keine wesentliche Rolle.

Für den Betrieb des Kompressors kann mit Vorteil eine Dampfturbine verwendet werden, die mit aus den Kesseln für Abwärme hinter

den Vergasungsgeneratoren stammendem Dampf betrieben wird und den für die Vergasung notwendigen Tiefdruckdampf liefert. So kann man erzielen, daß das System Vergasungsgenerator — Konversion von der Dampfzufuhr von außen praktisch unabhängig ist. Der Dampfturbinenbetrieb gestaltet sich besonders vorteilhaft bei einem niedrigen Preis des Dampfes und einem hohen Preis des elektrischen Stromes. Durch die Wahl eines geeigneten Typus des Kompressorbetriebes (durch Dampfturbinen oder Elektromotor) ist es möglich, die Anlage den verschiedenen Preisen des Dampfes und des elektrischen Stromes so anzupassen, daß sie die wirtschaftlich größten Vorteile bietet.

Das angeführte Prinzip ist, auch in anderen ähnlichen Fällen anzuwenden, so oft es notwendig ist Wärme und Materie der Ausgangsstoffe aus den Reaktionsprodukten zu rekuperieren.

ERKLÄRUNG DER ABBILDUNGEN

Bild 1. — Reaktionswärme und Reaktionsgleichgewichtskonstante in Abhängigkeit von Temperatur.

Bild 2. — Prinzipschema einer unter veränderlichem Druck vor sich gehenden Konversion.

Bild 3. — Schematisches I-t-Diagramm einer unter konstantem Druck vor sich gehenden Konversion.

Bild 4 *a*, *b*. — I-t-und T-s-Diagramme einer in einem idealen Fall (Temperaturabfall gleich null) unter unveränderlichem Druck vor sich gehenden Konversion.

Bild 5.-I-t-und T-s-Diagramm einer Konversion nach dem Projekt von Vutt für einen idealen Fall (Temperaturabfall gleich null).

BIBLIOGRAFIE

1. BAUMANN, Drucklose Konvertierung in Leuna (le rapport du 21.11.1947).
2. — Research Paper RP 1634, vol. 3 : Heats, free energies and equilibrium constants of some reactions involving O_2, H_2, H_2O, CO, CO_2 and CH_4.
3. SIMONEK, Moznosti snizeni sportreby, energie prin konversi kyslicniku uhelnateho vodni parou. Zprava VUTT 55-08007.
4. SIMONEK, Zhodnoceni systemu tlakove konverse s hlediska hospodareni teplem. Zprava VUTT 57—08008.
5. — Vypocet tepelne a vahove bilance konvertoru. Chemoprojekt — in manuscris.
6. — Cenove podklady pro uvodni projekt konverse dle navrhu VUTT. Chemoprojekt — in manuscris.
7. — Vyroba syntetickeho cpavku. Publikace STAZA pro Mezinarodni dusikarenskou konferenci v Praze 1956.
8. JILEK, Moderni zpusoby zplynovani paliv kyslikem. Praha — SNTL.
9. BENEDICT, Survey of Heavy-Water Processes. Proceedings of the International Conference on the Peaceful Use of Atomic Energy, vol. 8.
10. MICHALICKA, Prispevek k vyrobe tezke vody rektifikaci kapalneho vodiku. Zprava VUTT 57—08005.

REDUCEREA CONSUMULUI SPECIFIC DE COMBUSTIBIL PRIN SUPRACOMPRIMARE ŞI MODIFICAREA AVANSULUI LA APRINDERE*)

DE

C. ARAMĂ, CH. VASILIU şi I. ŞTEFAN

Analiza condiţiilor funcţionării unor motoare cu aprindere prin scînteie, de autocamioane, la alimentarea lor cu benzine de cifră octanică necorespunzătoare a precizat [1] calitativ şi cantitativ sacrificiile impuse economicităţii, dinamicităţii şi duratei de serviciu a motoarelor.

Importanţa economică şi interesul teoretic oferite de reducerea consumului specific de combustibil al motoarelor alimentate cu benzine de cifră octanică necorespunzătoare au condus la necesitatea studiului aprofundat, pentru cîteva tipuri de motoare, al corelaţiilor dintre cifra octanică a combustibilului pe de o parte, raportul de compresie şi trăsăturile constructive ale motorului pe de altă parte [2].

Astfel, combătînd măsurile uzuale de evitare a regimurilor funcţionale detonante legate de reducerea raportului de compresie şi a avansului la aprindere şi ca atare a economicităţii pentru toate regimurile funcţionale ale motorului, s-a căutat calea esenţială a îmbunătăţirii economicităţii în regimul cu cea mai mare pondere, regimul mediu funcţional, care este cel al sarcinilor parţiale, mijlocii.

Or, cea mai eficientă cale pentru realizarea acestui scop este *mărirea raportului de compresie.*

Fără îndoială că detonaţia, care nu-şi poate face apariţia în sarcinile mijlocii, se va manifesta în sarcinile mari cu un caracter şi mai violent.

Dacă se reuşeşte evitarea detonaţiei în regimul sarcinilor mari, îmbunătăţirea consumurilor specifice (b_e) în regimurile medii funcţionale (haşurate în fig. 1) prin creşterea rapoartelor de compresie ($\varepsilon_2 > \varepsilon_1$) poate conduce la reducerea consumurilor specifice globale ale motorului, care nu numai să atingă nivelul condiţiilor normale (alimentarea cu benzină de cifră octanică corespunzătoare) ale economicităţii, ci chiar să-l depăşească.

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 14 ianuarie 1960.

Evitarea detonaţiei în sarcinile mari se poate urmări pe două căi:

1 — prin reducerea avansului la aprindere,

2 — prin modificarea reglajelor motorului numai în regimul detonant al sarcinilor mari.

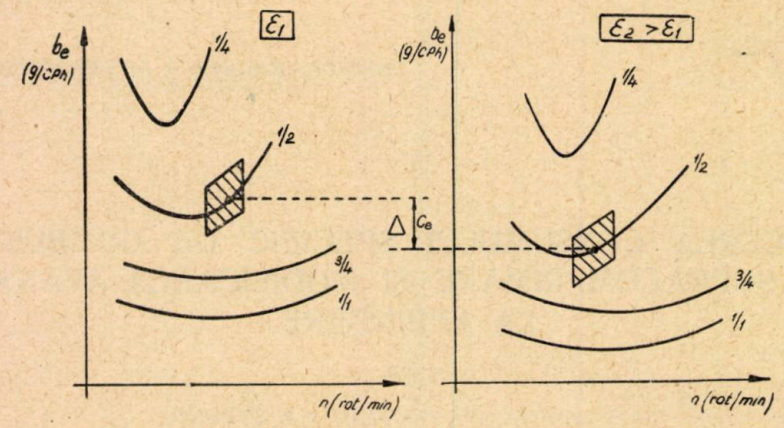


Fig. 1. — Micşorarea consumului specific de combustibil la sarcini medii prin creşterea raportului de compresie.

Astfel, prima cale a demonstrat micşorarea sensibilă a consumurilor specifice, ca urmare a faptului că majorarea raportului de compresie este predominantă faţă de reducerea avansului la aprindere.

Creşterea raportului de compresie ($\varepsilon_2 > \varepsilon_1$), însoţită de reducerea avansului la aprindere (β redus) în raport cu cel optim (β optim), conduce la micşorarea consumului specific de combustibil (fig. 2) faţă de cazul normal (ε_1).

După rezultatele favorabile obţinute pe bancul de probe [2] metoda a fost aplicată pe un parc experimental de autocamioane tip SR—101. Reducerea medie a consumului de benzină faţă de normă a fost de 1,55 l/100 km, după 7 luni de exploatare (fig. 3). Rapoartele de compresie au fost crescute între 6,3 şi 7,0. Motoarele cu rapoarte mari de compresie au înregistrat, în general, consumurile cele mai reduse de combustibil.

În ceea ce priveşte comportarea la uzură a motoarelor, în aceeaşi perioadă de exploatare, se poate constata că nu s-a înregistrat nici o creştere anormală a consumurilor specifice de ulei (fig. 4), media lor (0,35 l/100 km) fiind simţitor mai redusă decît norma.

O îmbunătăţire simţitoare a economicităţii se realizează pe a doua cale, prin modificarea reglajelor motorului numai în regimul detonant al sarcinilor mari.

Astfel, menţinînd (fig. 2) reglajul optim al avansului la aprindere (1—2) în întreg regimul sarcinilor mijlocii, pînă la apariţia detonaţiei, se realizează consumurile specifice scăzute (1—2) în acest regim care are cea mai mare pondere în economicitatea generală a motorului.

Evitarea intrării motorului în detonaţie se poate realiza fie prin limitarea deschiderii obturatorului (la regimul 2), fie prin reducerea

avansului (2—3) și deci prin mărirea corespunzătoare a consumului specific în regimul sarcinilor mari. Rezultă necesitatea modificării variației avansului la aprindere (în total 1 — 2 — 3 — 4 în loc de 1 — 2 — 5).

Încercările unui motor de tip SR — 101 cu raportul de compresie mărit de la 6,00 la 7,38, alimentat cu benzină de cifră octanică 60, cu avansul la aprindere, reglat în vecinătatea valorilor optime (avans fix

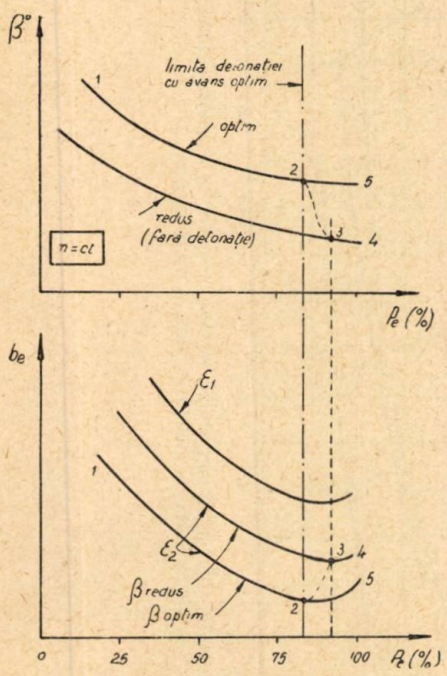


Fig. 2. — Influența modificării avansului la aprindere asupra consumului specific de carburanți pe caracteristicile de sarcină.

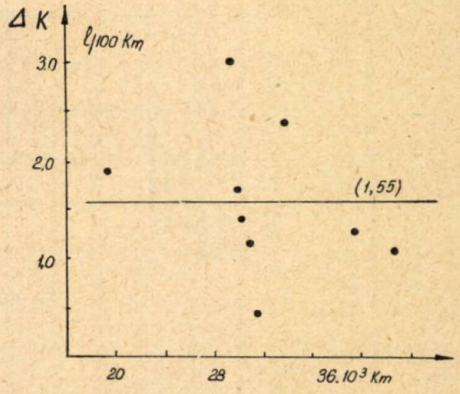


Fig. 3. — Reducerea consumului de combustibil la 100 km înregistrat pe un parc de autocamioane cu motoare supracomprimate după 7 luni de exploatare.

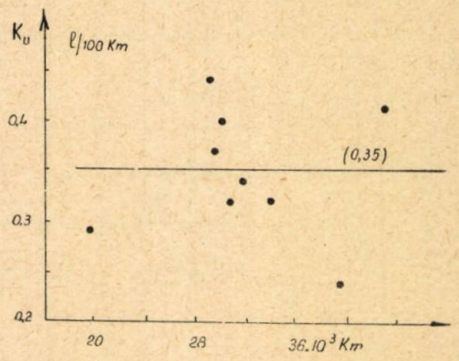


Fig. 4. — Consumurile specifice de ulei ale unui parc de autocamioane cu motoare supracomprimate după 7 luni de exploatare.

$\beta_f = 5°$), motorul fiind montat pe un banc de probe complet prin intermediul cutiei de viteze, au dus la rezultatele arătate în figurile 5 și 6.

În figura 5 caracteristicile de sarcină pînă la apariția detonației au fost obținute cu avansurile optime la aprindere, după care avansul a fost modificat (respectiv micșorat pe limita de detonație) pînă la atingerea plinei sarcini (obturatorul complet deschis).

În figura 6 se compară caracteristicile de turație ale motorului cu raportul de compresie mărit ($\varepsilon = 7{,}38$) pentru sarcina limită de detonație (cu avansul optim la aprindere) și pentru plină sarcină (cu avansul redus

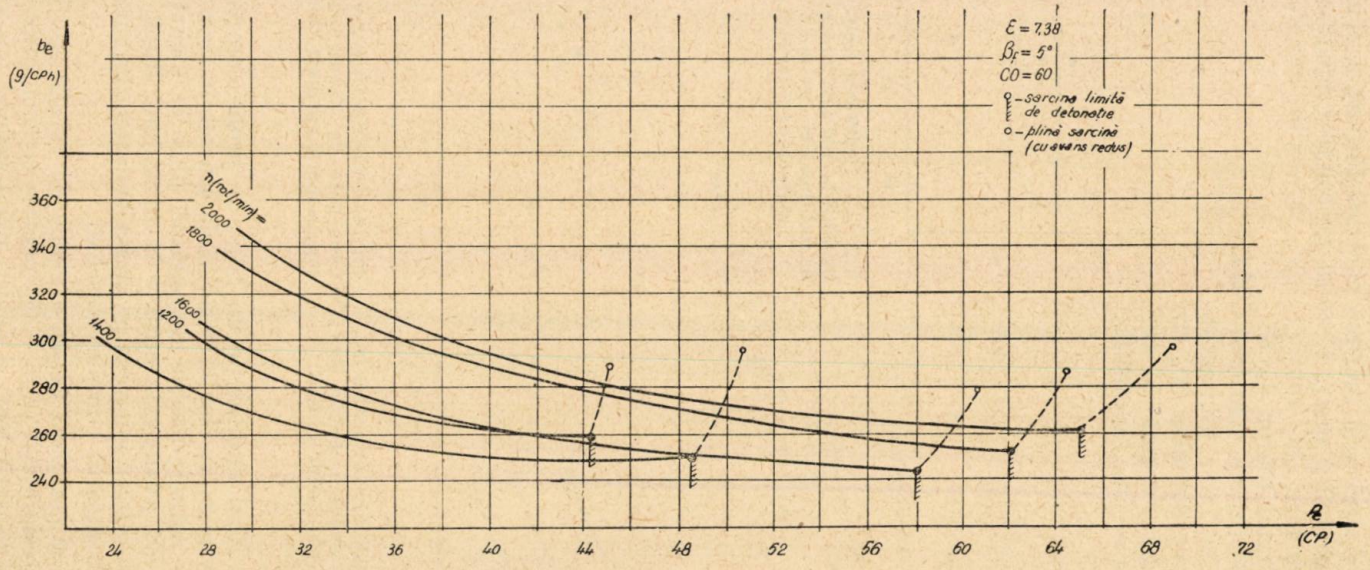


Fig. 5. — Caracteristicile de sarcină ale motorului supracomprimat cu avans optim la aprindere, pînă la limita de detonație și apoi, cu avans redus la aprindere pînă la plină sarcină.

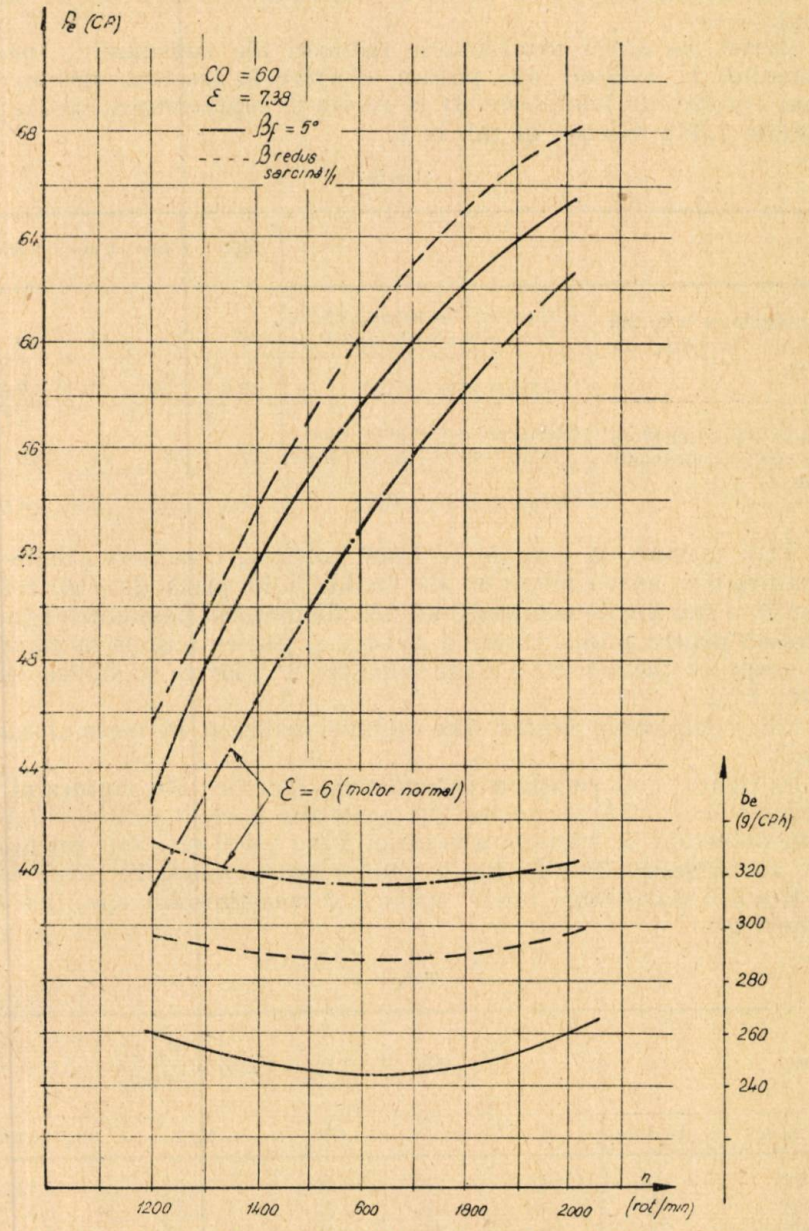


Fig. 6. — Comparația caracteristicilor externe ale motorului normal cu cele ale motorului supracomprimat (atît la limita de detonație și avans optim la aprindere, cît și în plină sarcină cu avans la aprindere redus), în ambele cazuri cu benzină de C.O. 60.

pe limita de detonaţie), cu aceea a motorului, cu raportul de compresie normal ($\varepsilon = 6$).

Astfel, se obţin următoarele reduceri ale consumului specific de combustibil şi creşteri ale puterii efective la trecerea de la motorul normal (raport de compresie 6) la motorul supracomprimat (raport de compresie 7,38), trecute în tabela 1.

Tabela 1

		1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
Pe caracteristica externă (curbele punctate în fig. 6)	Reducerea consumului specific de combustibil (g/CP.h)	36	40	44	42	38
	Creşterea puterii (CP)	6,6	7,6	9,0	7,0	5,4
Pe caracteristica limită de detonaţie (curbele în plin în fig. 6)	Reducerea consumului specific de combustibil (g/CP.h)	72	70	71	70	64
	Creşterea puterii (CP)	3,5	5,3	5,0	4,0	3,0

Prin urmare, la turaţia de 1 600 rot/min, care corespunde vitezei de înaintare a autocamionului de 40 km/h în priză directă, reducerea consumului specific de combustibili, faţă de motorul nemodificat (normal), se cifrează pentru prima variantă la 14% şi pentru a doua la 22,5%. Puterea creşte în primul caz cu aproximativ 2% iar în al doilea cu aproximativ 1%.

Dar comparaţia hotărîtoare trebuie realizată în regimul sarcinilor parţiale.

În figura 7 se compară consumurile specifice ale motorului supracomprimat ($\varepsilon = 7{,}38$) cu acelea ale motorului normal pentru sarcini parţiale în domeniul de variaţie a turaţiei între 1 400 şi 1 800 rot/min (respectiv aproximativ 35—45 km/h pentru autocamion, în priză directă).

Rezultă micşorarea medie minimă a consumurilor specifice trecută în tabela 2.

Tabela 2

n	b_e		W	P_e	$\Delta B_e = \frac{P_e \cdot \Delta b_e}{1\,000}$	$\Delta K = \frac{\Delta B_e}{W} 100$	
rot/min	g/CP.h	%	km/h	CP	kg/h	kg/100 km	%
1 400	56	17,5	35	32	1,80	5,1	17,5
1 600	65	20,0	40	39	2,53	6,3	20,0
1 800	75	23,0	45	46	3,45	7,7	23,3

Pentru acest regim de sarcini, reducerea consumurilor specifice şi a consumurilor la 100 km atinge prin urmare aproximativ 20%, adică 8,5 litri/100 km.

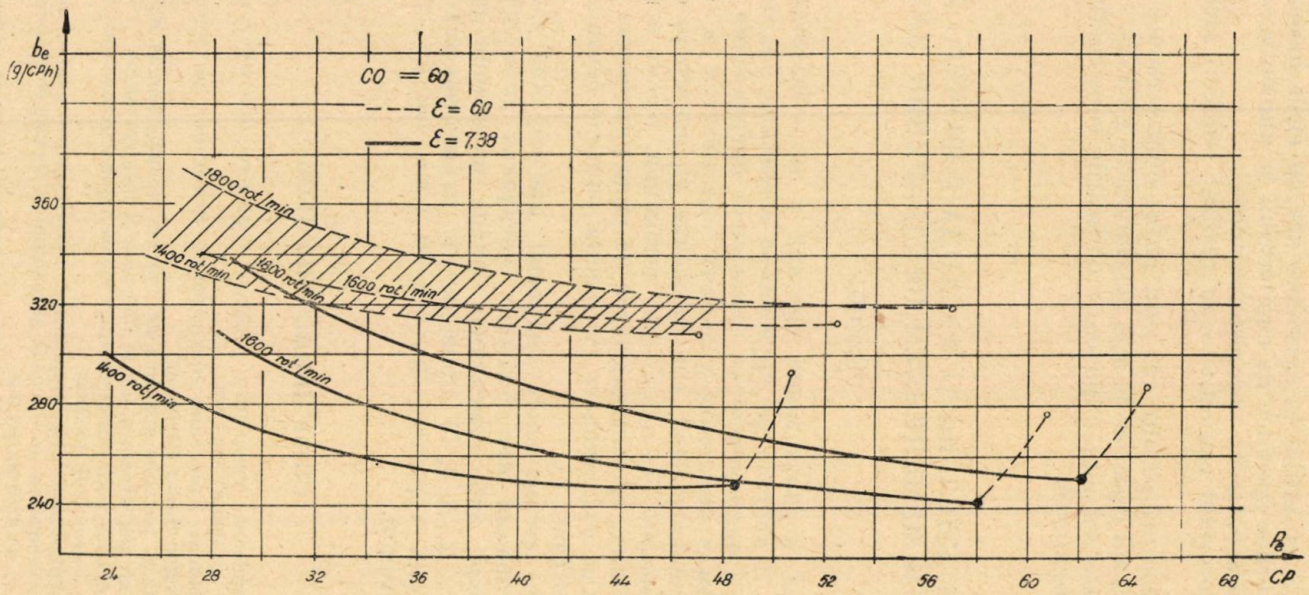


Fig. 7. — Comparația consumurilor specifice funcție de sarcină ale motorului normal și supracomprimat, în ambele cazuri cu benzină de C.O.60.

În concluzie, supracomprimarea motorului însoţită de modificarea legii de variaţie a avansului la aprindere are un efect însemnat asupra reducerii consumurilor specifice de combustibil la alimentarea motorului cu benzină de cifră octanică necorespunzătoare.

În cazul motorului examinat s-au realizat reduceri medii de 50—70 g/CP.h.

La acelaşi motor, pe alte căi s-au putut obţine reduceri mai modeste (de ex. în cazul injecţiei de apă maximum 20 g/CP.h).

În comparaţie cu alte mijloace, modificările constructive necesare sînt practic neînsemnate.

СНИЖЕНИЕ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ГОРЮЧЕГО ПУТЕМ НАГНЕТАНИЯ И ИЗМЕНЕНИЕМ ПРЕДВАРЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ

РЕЗЮМЕ

Эффективное использование бензина с несоответствующим октановым числом в двигателях грузовиков возможно благодаря росту степени сжатия с одновременным снижением предварения зажигания (1), (2). При этом в выгодных условиях оказывается в особенности режим со средней нагрузкой, где снижение удельного расхода горючего (рис. 1) возможно без появления детонаций. Кроме испытаний на стэнде, исследования, производившиеся на ряде румынских грузовиков „SR-101", выявили возможность снижения расхода бензина в среднем на 1,55 л/100 км (рис. 3).

Применение оптимальных значений предварения зажигания и исключение детонаций при больших нагрузках либо ограничением открытия дросселя, либо изменением закона изменения предварения зажигания (рис. 2, 5, 6, 7) приводит к осуществлению снижения удельного расхода горючего на 50—70 г/л.с.-час по сравнению с нормальным расходом.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Снижение удельного расхода горючего при средних нагрузках путем увеличения степени сжатия.

Рис. 2. — Влияние изменения предварения зажигания на удельный расход горючего по характеристикам нагрузки.

Рис. 3. — Запись расхода топлива на 100 км, произведенная на парке грузовиков с нагнетаемыми двигателями, после 7-месячной эксплуатации.

Рис. 4. — Удельные расходы смазочных масел парка грузовиков с нагнетаемыми двигателями после 7-месячной работы.

Рис. 5. — Нагрузочные характеристики нагнетаемого двигателя с оптимальным предварением зажигания до предела детонаций, а также со сниженным предварением зажигания до полной нагрузки.

Рис. 6. — Сравнение между внешними характеристиками нормального двигателя (как при пределе детонаций и оптимальном предварении зажигания, так и при

полной нагрузке и сниженном предварении зажигания); в обоих случаях использовался бензин с октановым числом 60.

Рис. 7. — Сравнение между удельными расходами в зависимости от нагрузки для нормального двигателя и теми же значениями для нагнетаемого двигателя при использовании бензина с О. Ч., равным 60.

RÉDUCTION DE LA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE DE COMBUSTIBLE PAR SURCOMPRESSION ET MODIFICATION DE L'AVANCE À L'ALLUMAGE

RÉSUMÉ

C'est l'augmentation du rapport de compression, accompagnée de la réduction de l'avance à l'allumage, qui ont rendu possible l'utilisation efficace de l'essence à indice d'octane impropre, dans les moteurs des autocamions [1], [2]. De cette manière, l'avantage se fait surtout sentir dans le régime des charges moyennes, où la réduction de la consommation spécifique de combustible (fig. 1) est possible sans l'apparition de la détonation. Outre l'épreuve au banc d'essai, l'expérience faite sur un parc d'autocamions S.R.—101 de fabrication roumaine a démontré que la réduction moyenne de la consommation d'essence est de 1,55 l/100 km (fig. 3).

Dans le cas des grandes charges, l'emploi des avances optima et l'élimination de la détonation, soit en limitant l'ouverture de l'obturateur soit en modifiant la loi de variation de l'avance à l'allumage (fig. 2, 5, 6, 7 entraînent aussi une réduction de 50—70 g/CV.h) de la consommation spécifique de combustible, par rapport à la consommation normale.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Diminution de la consommation spécifique de combustible, aux charges moyennes, par l'augmentation du rapport de compression.

Fig. 2. — Influence de la modification de l'avance à l'allumage sur la consommation spécifique de carburants, selon les caractéristiques de charge.

Fig. 3. — Réduction, aux 100 km, de la consommation de combustible, constatée sur un parc d'autocamions à moteurs surcomprimés, pendant 7 mois d'exploitation.

Fig. 4. — Consommation spécifique d'huile d'un parc d'autocamions à moteurs surcomprimés, pendant 7 mois d'exploitation.

Fig. 5. — Caractéristiques de charge d'un moteur surcomprimé, ayant l'avance à l'allumage optimum, jusqu'à la limite de détonation, suivie d'une avance réduite à l'allumage jusqu'à la pleine charge.

Fig. 6. — Comparaison des caractéristiques externes d'un moteur normal avec celles d'un moteur surcomprimé (aussi bien à la limite de détonation avec l'avance à l'allumage optimum, qu'en pleine charge avec une avance à l'allumage réduite). Dans les deux cas on a utilisé de l'essence ayant l'indice d'octane 60.

Fig. 7. — Comparaison des consommations spécifiques en fonction de la charge, d'un moteur normal et d'un moteur surcomprimé, l'essence utilisée ayant, dans les deux cas, l'indice d'octane 60.

BIBLIOGRAFIE

1. C. ARAMĂ, A. C. VASILESCU, G. ZĂTREANU, *Contribuţii la studiul experimental al detonaţiei incipiente în motoarele cu aprindere prin scînteie pentru autocamioane.* Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *1* (1957).
2. C. ARAMĂ, M. SOARE, *Consideraţii asupra raportului de compresie necesar motoarelor cu aprindere prin scînteie.* Studii şi cercetări de energetică, **VIII**, *3* (1958).

Gf. 1086/61

DETERMINAREA SFÎRŞITULUI ARDERII LA MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ*)

DE

GEORGE BĂRĂNESCU şi ADRIAN CĂLIN VASILESCU

INTRODUCERE

La motoarele cu ardere internă, determinarea momentului cînd se sfîrşeşte arderea, este utilă atît pentru cercetările în legătură cu acest proces cît şi pentru stabilirea comportării în funcţionare a ansamblului piston-cilindru. Sfîrşitul arderii se poate determina cu suficientă precizie numai în condiţii de laborator, pe motoare speciale prevăzute cu inserţii transparente, sau cu alte instalaţii care semnalează frontul de flacără, ca de exemplu un sistem de bujii de ionizare. Asemenea investigaţii nu se pot face pe motoarele de serie; din această cauză s-au dezvoltat cîteva metode bazate pe analiza diagramei mecanice, ridicate experimental.

În această lucrare se discută pe scurt, metodele folosite în prezent pentru determinarea prin calcul a sfîrşitului arderii şi se prezintă o nouă metodă pentru stabilirea momentului cînd practic, arderea a încetat. Au fost făcute unele verificări experimentale în legătură cu metoda propusă. Pentru simplificarea calculului cu disociaţie au fost întocmite diagramele anexate.

1. DISCUŢIA METODELOR EXISTENTE

Determinarea momentului sfîrşitului arderii pe un motor de serie, se face plecînd de la diagrama mecanică ridicată experimental, fie prin considerarea unor puncte caracteristice ale diagramei, fie prin analiza termodinamică a acestei diagrame. În literatură, se cunosc cîteva propuneri pentru aprecierea sfîrşitului arderii:

— considerarea sfîrşitului arderii pentru punctul la care s-a obţinut valoarea presiunii maxime [1],

*) Lucrare prezentată în şedinţa de secţie din 24 decembrie 1959.

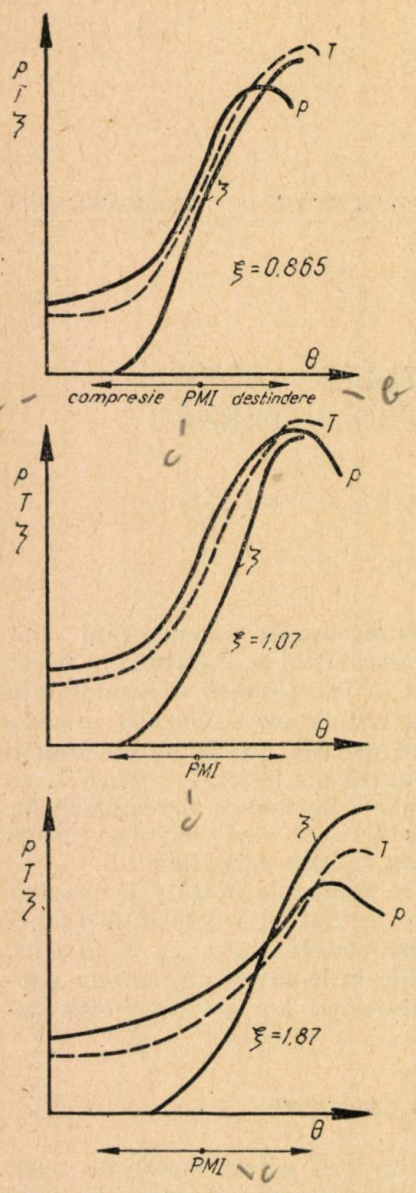


Fig. 1. — Variaţia presiunii p (măsurată) a volumului de amestec combustibil ars ζ (determinat prin fotografierea frontului de flacără) şi a temperaturii medii T în cilindru (calculată) pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer ξ. Turaţia $n = 900$ rot./min. avansul la aprindere $\beta = 25°$ raportul de compresiune $\varepsilon = 4{,}6$.

— considerarea sfîrşitului arderii pentru punctul la care s-a obţinut valoarea temperaturii maxime [2],

— considerarea sfîrşitului arderii aparente pentru punctul la care exponentul politropic al destinderii a devenit egal cu unitatea; evident că în acest mod se precizează numai momentul în care schimbul de căldură prin răcire, compensează căldura dezvoltată în procesul de ardere.

Aceste metode au un caracter convenţional; ele nu conduc la determinarea unor valori reale ale sfîrşitului arderii, deoarece în funcţie de regimul motorului se schimbă dependenţa dintre presiunea sau temperatura din cilindru şi sfîrşitul arderii. În figura 1 se indică după date din literatură [3] modul în care variază aceste mărimi în funcţie de dozaj. Experienţa arată că, în general, sfîrşitul arderii se situează mai aproape de momentul realizării temperaturii maxime decît de momentul realizării presiunii maxime. Dar, valoarea temperaturii maxime se determină numai aproximativ, deoarece în timpul procesului de ardere valoarea constantei gazului nu se cunoaşte, iar pentru gazele arse mărimea acesteia este influenţată mult de presiunea şi temperatura gazelor din cilindru (fig. 2).

Practica folosirii unei valori medii a constantei gazului poate duce la erori apreciabile.

În consecinţă, sfîrşitul arderii caracterizat cu aceste metode este arbitrar şi nelegat de realitate. O analiză termodinamică mai completă a diagramei indicate efectuată prin stabilirea bilanţului energiei pe tronsoane

$$\Delta Q = \Delta U + A\,\Delta L + \Delta Q_W \qquad (1)$$

(unde Q reprezintă căldura eliberată în reacţia chimică, U energia internă, L lucrul mecanic şi Q_W căldura schimbată cu mediul exterior) permite să se traseze diagrame ale căldurii dezvoltate

(fig. 3); în acest caz sfîrșitul arderii se determină în punctul în care curba dezvoltării căldurii a atins palierul (punctul *f*).

Metoda aceasta se bazează și ea pe unele aproximații (ipoteza gazelor ideale, neglijarea compoziției instantanee din cilindru în procesul de ardere, neglijarea fenomenului de disociație, anumite ipoteze asupra

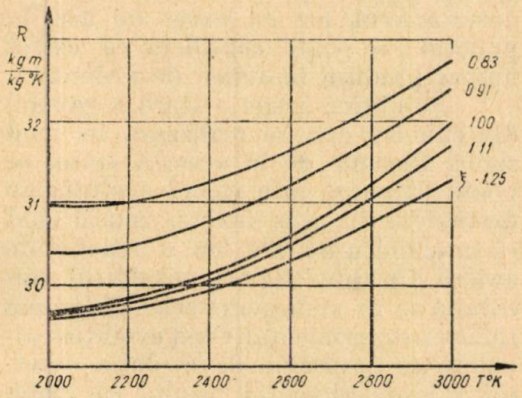


Fig. 2. — Variația constantei gazului R pentru gazele arse în funcție de temperatură T pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer ξ (combustibil benzină : $c = 0{,}856$, $h = 0{,}144$).

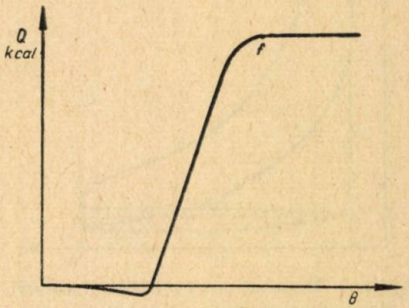


Fig. 3. — Variația căldurii Q schimbate de fluidul de lucru din cilindru în funcție de unghiul θ de rotație al arborelui cotit.

schimbului de călduri etc.) și pe determinarea unei valori medii a temperaturii, în timp ce în procesul de ardere, temperatura gazelor din cilindru poate prezenta la un moment dat diferențe mari, atingînd și 2000°C între amestecul nears și gazele arse. În plus, metoda cere diagrame bine ridicate și este deosebit de laborioasă.

În consecință, metodele cunoscute azi pentru determinarea sfîrșitului arderii sînt cu totul aproximative, prin faptul că calculele se conduc în lungul procesului de ardere ceea ce duce la erorile legate de variația instantanee a compoziției gazelor din cilindru, fapt ce nu poate fi cunoscut prin calcule.

2. METODA PROPUSĂ

Pentru determinarea sfîrșitului arderii se poate pleca tot de la diagrama mecanică ridicată experimental, efectuînd însă unele calcule pentru evoluția de destindere.

Din măsurarea consumului de aer și a consumului de combustibil se poate stabili cantitatea de substanță G care evoluează în lungul ciclului, precum și substanțele din care provin gazele arse destinse în motor. Din diagramă se determină presiunea p_1 și volumul V_1 într-un punct *1* de pe evoluția de destindere, situat suficient de aproape de punctul unde începe evacuarea, încît să existe certitudinea că arderea a încetat înainte de

acest punct. Se presupune că după punctul 1 compoziția gazelor arse nu se mai modifică (de exemplu prin deplasarea echilibrului chimic), ea fiind aceeași cu compoziția gazelor evacuate de motor. Determinînd experimental această compoziție, rezultă constanta R_1 a gazului în punctul 1; temperatura se calculează din ecuația gazelor perfecte $p_1V_1 = GR_1T_1$. Dacă arderea a avut loc cu exces de aer, în punctul 1 se poate considera că există numai produse teoretice de ardere.

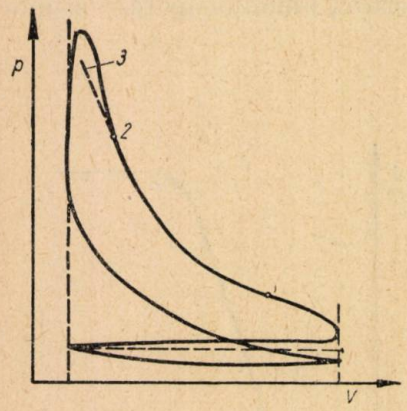


Fig. 4. — Determinarea sfîrșitului arderii în diagrama mecanică prin calcularea evoluției de destindere:
1 — punctul de plecare la calculul destinderii; 2 — sfîrșitul arderii; 3 — curba de destindere calculată.

Se obține astfel o stare a gazului din cilindru care se realizează în mod sigur. Plecînd de la această stare, se poate parcurge prin calcul evoluția de destindere în sens invers, considerînd că în cilindru nu are loc o reacție de ardere. Un timp (fig. 4), rezultatul calculului se va suprapune peste diagrama ridicată experimental. Cînd evoluția calculată se desprinde de evoluția determinată experimental rezultă că ipotezele care stau la baza calculului nu mai corespund situației reale din cilindru, deci din acest punct încep să aibă loc reacții de ardere. Pentru calculul evoluției de destindere se scrie că variația energiei interne a gazului din cilindru este cauzată de schimbul de căldură cu pereții camerei în care este închis gazul și de schimbul de lucru mecanic cu mediul exterior

$$dU = -dQ_r - ApdV. \tag{2}$$

Folosind următoarele notații:

p (kgf/m²) — presiunea gazului din cilindru;
T (°K) — temperatura absolută a gazului din cilindru;
T_r (°K) — temperatura absolută a fluidului răcitor;
F (m²) — suprafața prin care gazul din cilindru schimbă căldură cu mediul exterior;
α_c (kcal/m²h grd) — coeficientul de convecție de la gaze la cilindru;
α_r (kcal/m²h grd) — coeficientul de convecție de la cilindru la fluidul răcitor;
λ (kcal/m h grd) — coeficientul de conductibilitate al materialului pereților între care este închis gazul;
δ (m) — grosimea acestor pereți;
τ (h) — timpul,

schimbul elementar de căldură dintre gaz și fluidul răcitor are expresia

$$dQ_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} F(T - T_r)\, d\tau. \tag{3}$$

Coeficientul de conductibilitate al materialului pereților între care este închis gazul poate fi socotit constant. De asemenea, coeficientul de convecție între cilindru și fluidul răcitor poate fi socotit constant deoarece variația în timp a temperaturii suprafeței exterioare a cilindrului este neglijabilă, iar viteza de scurgere a fluidului răcitor este practic constantă. În schimb, coeficientul de convecție gaz-cilindru este variabil. Valori bune ale acestui coeficient de convecție se obțin din relația experimentală

$$\alpha_c = 0{,}021 \sqrt[3]{w_{p_m}} \sqrt{pT}, \tag{4}$$

unde w_{p_m} este viteza medie a pistonului. Din relațiile (2) și (3) se deduce

$$dQ_r = \frac{1}{\frac{1}{0{,}021 \sqrt[3]{w_{p_m}} \sqrt{pT}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} F(T - T_r)\, d\tau, \tag{4a}$$

și înlocuind în relația (2) rezultă

$$dU = -\frac{1}{\frac{1}{0{,}021 \sqrt[3]{w_{p_m}} \sqrt{pT}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} F(T - T_r)\, d\tau - Ap dV. \tag{5}$$

Pentru calcule este avantajos să se folosească drept variabilă independentă unghiul θ descris de arborele cotit. Legătura între unghiuri și timp se stabilește cu ajutorul turației n a arborelui cotit:

$$d\theta = 6.3\,600 \cdot n \cdot d\tau. \tag{5a}$$

Ecuația (5) ia astfel forma

$$\frac{dU}{d\theta} = -\frac{1}{6.3\,600 \cdot n} \cdot \frac{1}{\frac{1}{0{,}021 \sqrt[3]{w_{p_m}} \sqrt{pT}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} F(T - T_r) - Ap \frac{dV}{d\theta}. \tag{6}$$

Formula de mai sus reprezintă variația energiei interne în lungul evoluției de destindere, din momentul în care a încetat arderea.

Funcțiunile F, V și $\frac{dV}{d\theta}$ pot fi calculate deoarece se cunosc caracteristicile geometrice ale cilindrului și caracteristicile geometrice și cinematice ale echipajului mobil. Variația acestor funcțiuni este prezentată în figura 5.

Calculul mărimilor de stare pe evoluţia de destindere, revine la integrarea ecuaţiei (6) operaţie care se efectuează comod pe cale grafică. Se reprezintă o diagramă a energiei interne a gazului din cilindru în funcţie de unghiul descris de manivelă (fig. 6 *a*) şi o diagramă energie internă — temperatură pentru cantitatea şi calitatea gazului din cilindru. Prima diagramă se împarte în intervale mici $\Delta\theta$. Starea *1* din care începe calculul este cunoscută, conform celor arătate înainte. Cu valorile din această stare, se calculează din ecuaţia (6) valoarea $\left(\frac{dU}{d\theta}\right)_1$, care reprezintă panta tangentei la curba $U = f(\theta)$, în punctul *1*. Această tangentă determină la sfîrşitul intervalului, punctul *2'*, căruia îi corespunde valoarea $U_{2'}$ a energiei interne, considerată ca medie pe primul interval. La $U_{2'}$ se citeşte în diagrama figurii 6 *b*, temperatura medie pe interval $T_{2'}$. Presiunea medie pe interval se calculează din ecuaţia gazelor perfecte. Cu aceste valori medii, precum şi cu valorile medii pe primul interval, ale funcţiilor de suprafaţă şi volum, se calculează din ecuaţia (6) o nouă va-

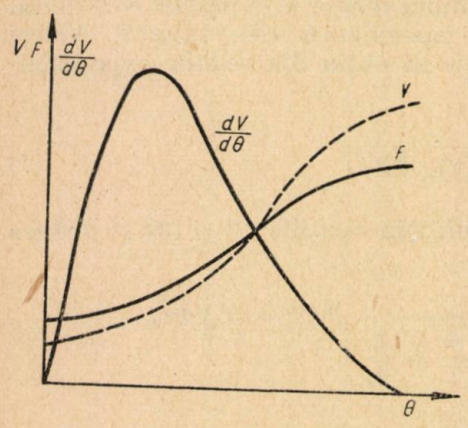


Fig. 5. — Variaţia funcţiunilor de suprafaţă de schimb de căldură F, de volum V şi $\frac{dV}{d\theta}$ în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui cotit θ.

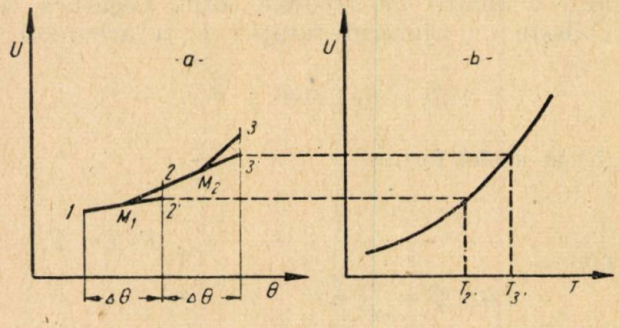


Fig. 6. — Metoda de integrare grafică a ecuaţiei care precizează variaţia energiei interne pe evoluaţia de destindere.

loare $\left(\frac{dV}{d\theta}\right)_2$ cu care se duce prin mijlocul M_1 al intervalului, dreapta M_{12} care determină la sfîrşitul intervalului valoarea adevărată a energiei interne. Pentru intervalele următoare se procedează în acelaşi mod, prelungind ultimele tangente.

3. CONSIDERAREA DISOCIAŢIEI

În calculul precedent s-a presupus că în timpul destinderii, compoziţia chimică a gazelor din cilindru este invariabilă. Acesta este cazul dacă temperaturile sînt mici şi motorul lucrează la excese mari de aer. În caz contrar, apar reacţii de disociere, compoziţia chimică fiind determinată de echilibrele chimice care se stabilesc în diversele stări ale destinderii.

Calculul destinderii cu considerarea modificării compoziţiei gazului datorită deplasării echilibrelor chimice se conduce după metoda precedentă, cu deosebirea că în diagrama din figura 6 *a*, trebuie să se considere energia internă totală (suma dintre energia internă sensibilă şi energia chimică). Datorită modificării compoziţiei chimice, temperatura medie pe interval nu se mai poate determina în diagrama din figura 6 *b*, ci prin rezolvarea ecuaţiilor de echilibru chimic. În general, trebuie considerate şase echilibre chimice, cărora le corespund şase ecuaţii ce precizează compoziţia gazului la diverse presiuni şi temperaturi (tabela 1).

Tabela 1

Echilibrele chimice şi ecuaţiile de echilibru care trebuie considerate în calculul destinderii (m – numărul total de moli la echilibru)

Echilibrul chimic	Ecuaţia de echilibru
$CO + \frac{1}{2} O_2 \rightleftarrows CO_2$	$\frac{n_{CO_2}}{n_{CO} n_{O_2}^{1/2}} = K_{p_{CO}} \sqrt{\frac{p}{m}}$
$H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightleftarrows H_2O$	$\frac{n_{H_2O}}{n_{H_2} n_{O_2}^{1/2}} = K_{p_{H_2}} \sqrt{\frac{p}{m}}$
$OH + \frac{1}{2} H_2 \rightleftarrows H_2O$	$\frac{n_{H_2O}}{n_{OH} n_{H_2}^{1/2}} = K_{p_{OH}} \sqrt{\frac{p}{m}}$
$NO \rightleftarrows \frac{1}{2} N_2 + \frac{1}{2} O_2$	$\frac{n_{N_2}^{1/2} n_{O_2}^{1/2}}{n_{NO}} = K_{p_{NO}}$
$H \rightleftarrows \frac{1}{2} H_2$	$\frac{n_{H_2}^{1/2}}{n_H} = K_{p_H} \sqrt{\frac{p}{m}}$
$O \rightleftarrows \frac{1}{2} O_2$	$\frac{n_{O_2}^{1/2}}{n_O} = K_{p_O} \sqrt{\frac{p}{m}}$

Din datele măsurate asupra consumului de aer şi a consumului de combustibil se cunoaşte cantitatea de gaze din timpul destinderii, precum şi substanţele iniţiale care au dat naştere acestor gaze. Plecînd de la aceste date, se rezolvă ecuaţiile, de echilibru la diverse presiuni şi temperaturi, obţinîndu-se astfel compoziţia gazelor din cilindru în condiţiile respective.

Este deci posibil să se traseze într-o diagramă energie internă totală-temperatură, curbele de aceeaşi presiune. Cunoscînd presiunea, temperatura, cantitatea de gaz şi compoziţia gazului, se calculează volumul din ecuaţia gazelor perfecte. În aceeaşi diagramă se pot trasa deci şi curbele de acelaşi volum (fig. 7).

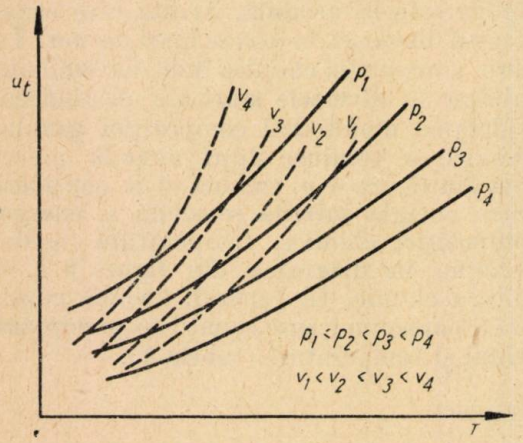


Fig. 7. — Diagrama energie internă totală-temperatură ($u_t - T$).

O dată trasată această diagramă, calculul destinderii se face fără dificultate. Pentru presiunea şi volumul din starea iniţială se citeşte în diagramă temperatura şi energia internă totală. Temperaturile şi presiunile medii pe diverse intervale (de exemplu pentru punctele 2′, 3′,..., fig. 6 *a*) se obţin intrînd în diagramă cu energiile interne totale din aceste puncte şi cu volumul mediu pe intervalul respectiv.

Pentru a putea fi folosită şi în alte cazuri este avantajos ca diagrama din figura 7, să fie trasată pentru un kilogram de substanţă. La fiecare caz particular se va face trecerea de la volumul gazului V_x şi de la energia internă totală U_{tx} pentru motorul studiat în care evoluează G_x kilograme de gaze, la volumul v (pentru 1 kg) şi energia internă totală u_t

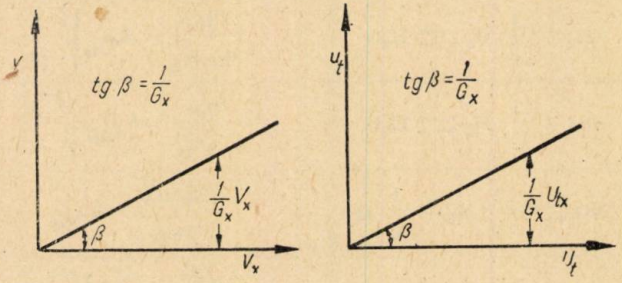


Fig. 8. — Metodă grafică pentru determinarea volumului v şi energiei interne u_t pentru 1 kg. de substanţă.

(pentru 1 kg), pe care le-ar avea un kilogram din aceleaşi gaze, în aceleaşi condiţii de presiune şi de temperatură

$$v = \frac{1}{G_x} V_x, \quad u_t = \frac{1}{G_x} U_{tx}. \tag{7}$$

Calculul se face simplu pe cale grafică, reprezentînd diagramele din figura 8.

Trasarea diagramei din figura 7, nu prezintă principial nici o dificultate. Practic, însă diagrama nu se poate obţine prin rezolvarea ecua-

țiilor de echilibru, deoarece această operație reclamă un volum considerabil de calcul. La studierea unui motor trebuie să se determine sfîrșitul arderii pentru mai multe regimuri de funcționare, ceea ce înseamnă că este necesară cîte o astfel de diagramă pentru fiecare regim. Se constată deci că metoda deși principial este posibilă, practic nu poate fi aplicată.

Există însă o altă cale care permite trasarea diagramei din figura 7, fără a rezolva ecuațiile de echilibru și anume prin folosirea diagramelor termodinamice generalizate [4]. Cu aceste diagrame se poate calcula entalpia totală și greutatea moleculară la diverse presiuni și temperaturi, cu considerarea celor șase echilibre chimice, pentru orice compoziție a substanțelor inițiale. Din relația

$$i = u + \frac{\mathcal{R}}{M_p} T \qquad (8)$$

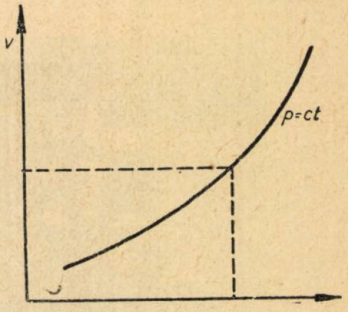


Fig. 9. — Diagrama volumelor în funcție de temperatură pentru o izobară.

rezultă energia internă totală și deci se pot trasa izobarele din figura 7. În vederea trasării izocorelor se calculează din ecuația gazelor perfecte volumul din punctele pentru care s-a determinat energia internă totală:

$$v = \frac{1}{p} \frac{\mathcal{R}}{M_p} T, \qquad (9)$$

unde M_p este greutatea moleculară din punctele respective. Este deci posibil să se reprezinte pentru fiecare izobară o curbă volum-temperatură (fig. 9) din care se deduc temperaturile la care gazul aflat la presiunea dată ocupă volumele pentru care se vor trasa izocorele din figura 7.

★

Pentru a ușura calculele se prezintă 6 diagrame, energie internă totală-temperatură absolută ($u_t - T$), calculate pentru 1 kg de gaze arse provenite din arderea în aer a unei hidrocarburi de forma $(CH_2)_x$ la diferite valori ale coeficientului excesului de aer ξ. Pentru a avea corespondență cu alte diagrame cunoscute în literatură [4] s-au admis pentru coeficientul excesului de aer ξ următoarele valori: $\xi = 1{,}25$, $\xi = 1{,}11$ (care corespund dozajelor sărace $d = 0{,}8$ și $d = 0{,}9$), $\xi = 1$ (dozaj corect chimic) și $\xi = 0{,}91$, $\xi = 0{,}83$, $\xi = 0{,}665$ (dozajele bogate $d = 1{,}1$, $d = 1{,}2$ și $d = 1{,}5$). Diagramele sînt calculate pentru intervalul de temperaturi 600—3 000°K și pentru intervalul de presiuni 1 — 100 kgf/cm². Pentru a nu încărca diagrama nu s-au trasat curbele de volume și în consecință volumele se vor calcula din ecuația caracteristică a gazelor perfecte

$$v = \frac{RT}{p}$$

unde valoarea lui R se ia din diagrama $R = f(T,p)$ anexată la fiecare diagramă $u_t = f(T,p)$. Practica ne-a arătat că fără erori prea mari, valorile din diagrame pot fi considerate și pentru dozaje intermediare.

4. VERIFICĂRI EXPERIMENTALE

Pentru a ilustra metoda descrisă s-au făcut o serie de verificări experimentale, folosindu-se atît date din literatură cît şi date personale.

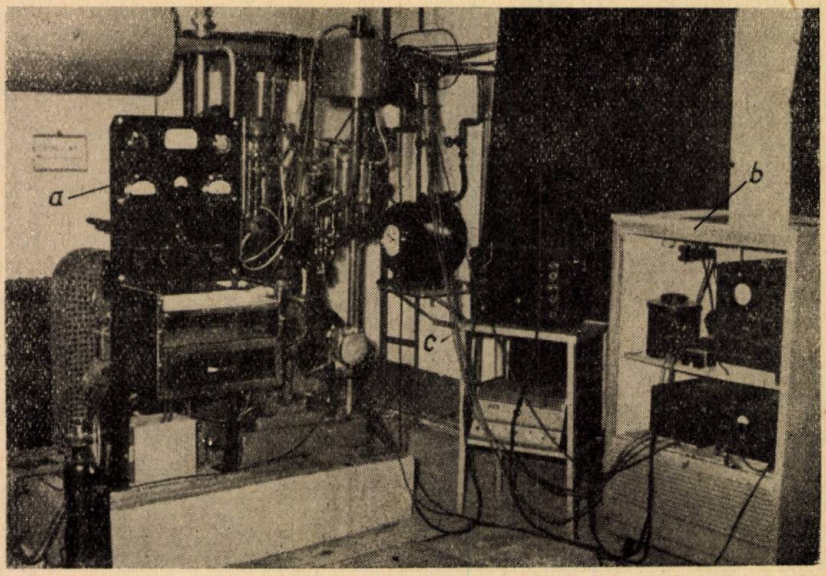


Fig. 10. — Instalaţia experimentală folosită;
a — motorul de cifră octanică; *b* — instalaţia indicatorului piezoelectric; *c* — instalaţia electronică a sondei de ionizare.

Instalaţia folosită (fig. 10) constă dintr-un motor de cifră octanică amenajat ca motor experimental la care s-a montat un indicator piezoelectric şi în capătul opus bujiei o sondă de ionizare. Pe diagrama indicată s-a suprapus semnalul sondei de ionizare care dă un impuls în momentul în care flacăra parcurge dielectricul dintre electrozi (fig. 11). Din diagramele studiate (medii ale mai multor diagrame ridicate pentru acelaşi punct) s-au ales acelea la care arderea se prelungeşte mult (avansuri mici la aprindere) pentru a studia valabilitatea metodei pentru cazurile în care dezvoltarea finală de căldură (în comparaţie cu schimbul de căldură) este redusă. După cum rezultă din figura 12, care grupează o serie de rezultate, apare că determinarea sfîrşitului arderii prin calcul dă valori foarte

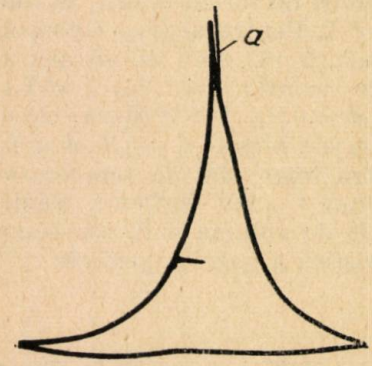


Fig.11. — Diagramă indicată cu semnalul sondei de ionizare;
a — semnalul sondei de ionizare.

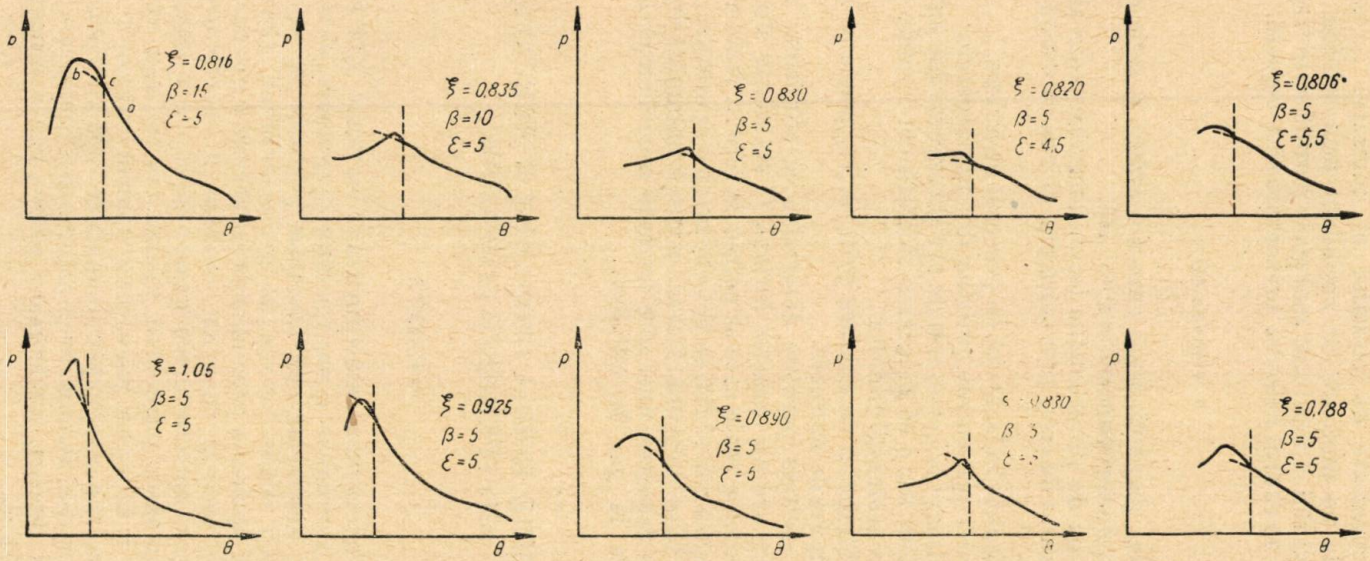


Fig. 12. — Determinarea prin calcul a sfîrșitului arderii pentru diferite situații de funcționare ale motorului ; turația $n = 900 \frac{\text{rot}}{\text{min.}}$;

a — curba indicată ; *b* — curba calculată ; *c* — semnalul sondei de ionizare ; ξ — coeficientul excesului de aer ; β — unghiul de avans la aprindere ; ε — raportul volumetric de compresiune.

apropiate de cele precizate de semnalul de ionizare. Aceste verificări experimentale făcute pe motoare cu aprindere prin scînteie adică acolo unde condiţiile calculului arderii sînt mai grele permit să se tragă concluzia că ecuaţiile aplicate în cadrul metodei prezentate sînt corecte.

5. CONCLUZII

Metoda descrisă prezintă după cum s-a arătat o serie de avantaje faţă de metodele anterior cunoscute :

— se ţine seama de proprietăţile termodinamice reale ale fluidului ;

— se elimină sursa de erori provenită din citirea continuă a diagramei indicate ;

— se evită calculele în legătură cu procesul de ardere.

Eroarea metodei prezentate provine din următoarele :

— datele privitoare la consumul de aer şi combustibil sînt date medii pentru toţi cilindrii în timp ce diagrama ridicată corespunde unui număr redus de cicluri ale aceluiaşi cilindru ;

— formula schimbului de căldură prin răcire, poate să nu fie potrivită pentru unele tipuri de motoare.

În concluzie, metoda permite determinarea sfîrşitului arderii cu o bună precizie. Ea nu are un caracter formal, ci stabileşte sfîrşitul arderii prin urmărirea proceselor reale care se petrec în motor. Datele experimentale necesare declanşării calculului se pot obţine cu o aparatură, care în mod uzual există la orice banc de probă. Metoda poate fi îmbunătăţită în detaliile ei, de exemplu prin folosirea unei alte formule a coeficientului de transmisie a căldurii de la gaz la cilindru.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНЦА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

РЕЗЮМЕ

Исходя из недостатков существующих методов для определения конца сгорания в двигателе с внутренним сгоранием, авторы предлагают новый метод, исключающий обычные расчеты по ходу процесса горения. Этот метод основывается на использовании указанной диаграммы, зная точку процесса расширения (давление и объем, измеряемые по этой диаграмме, расход воздуха, топлива и состав отработанных газов); от этой точки производится интегрирование к низшей мертвой точке методом конечных разностей уравнения (6) для процесса расширения. Момент, в котором расчетная кривая отделяется от кривой реального процесса, характеризует появление дополнительного количества энергии к энергии, выражаемой формулой (6), энергия, выделяемая при горении в этот момент, показывает точку, где в действительности заканчивается горение.

В статье дан метод расчета как для случая, когда не учитывается диссоциация, так и для случая, когда принимается во внимание явление диссоциации. В последнем случае требуется диаграмма, общая внутренняя энергия-температура ($u_t - T$) для отработанных газов из цилиндра; наконец дается способ построения этой диаграммы для 6 значений коэффициента избытка воздуха ξ. В приложении даются 6 подобных диаграмм для облегчения расчета.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Изменение давления p (по измерениям), объема отработанной горючей смеси ζ (определяемого фотографированием фронта пламени), а также средней температуры T в цилиндре (по расчету) для различных значений коэффициента избытка воздуха ξ. Число оборотов $n = 900$ об/мин, предварение зажигания $\beta = 25°$. Степень сжатия $\varepsilon = 4{,}6$.

Рис. 2. — Изменение постоянной газов R для отработанных газов в зависимости от температуры T для различных значений коэффициента избытка воздуха ξ (горючее — бензин, $c = 0{,}856$, $h = 0{,}144$).

Рис. 3. — Изменение количества тепла Q, переданного рабочим агентом в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Рис. 4. — Определение конца горения в механической диаграмме расчетом процесса расширения: 1 — отправная точка при расчете расширения; 2 — конец горения; 3 — кривая расширения (расчитанная).

Рис. 5. — Изменение функции тепло-обменной поверхности F, объема V, а также отношения $\frac{dV}{d\theta}$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала θ.

Рис. 6. — Метод графического интегрирования уравнения, описываемого изменения внутренней энергии в процессе расширения.

Рис. 7. — Диаграмма — общая внутренняя энергия — температура ($u_t - T$).

Рис. 8. — Графический способ определения объема и внутренней энергии для 1 кг рабочего агента.

Рис. 9. — Диаграмма изменения объема в зависимости от температуры для изобары.

Рис. 10. — Опытная установка: *a*) двигатель для определения октанового числа; *b*) пьезоэлектрический датчик; *c*) электронное устройство ионизационного зонда.

Рис. 11. — Индикаторная диаграмма с импульсом ионизационного зонда; *a*) импульс ионизационного зонда.

Рис. 12. — Расчетное определение конца горения для различных положений в работе двигателя; число оборотов $n = 900$ об/мин. *a*) индикаторная кривая; *b*) расчитанная кривая; *c*) импульс ионизационного зонда; ξ — коэффициент избытка воздуха; β — угол предварения зажигания; ε — объемная степень сжатия.

DÉTERMINATION DE LA FIN DE LA COMBUSTION DANS LES MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

RÉSUMÉ

Les auteurs, en prenant comme point de départ les défauts des méthodes connues, pour déterminer la fin de la combustion dans un moteur à combustion interne, proposent, en vue de cette détermination, une nou-

velle méthode, éliminant les calculs conventionnels fondés sur l'évolution de la combustion. La nouvelle méthode est fondée sur la connaissance du diagramme indiqué et d'un point sur la courbe d'évolution de la détente (pression et volume déduits du diagramme indiqué, débit d'air et de combustible ou, éventuellement, composition des gaz brûlés) ; ils font l'intégration, à partir de ce point vers le point mort intérieur, par la méthode des différences finies, de l'équation (6) représentant l'évolution de la détente. Le moment, où l'évolution de la détente calculée et l'évolution réelle se séparent, indique l'apparition d'une quantité d'énergie supplémentaire par rapport aux énergies exprimées par l'équation (6), c'est-à-dire à l'énergie développée par la combustion, et marque ainsi le point même où la combustion est effectivement finie.

Les auteurs indiquent la manière d'appliquer cette méthode aussi bien au cas où l'on ne tient pas compte de la dissociation, que dans le cas où le phénomène de la dissociation est pris en considération. Dans ce dernier cas, il faudra se servir du diagramme énergie interne totale-température ($u_t - T$) des gaz brûlés dans le cylindre ; les auteurs décrivent la construction de ce diagramme pour plusieurs valeurs du coefficient de l'excès d'air ξ et, afin de faciliter les calculs, ils ajoutent en annexe 6 de ces diagrammes.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Variation de la pression p (mesurée), du volume du mélange combustible brûlé ζ (déterminé par la photographie du front de la flamme), et de la température moyenne T dans le cylindre (calculée) pour diverses valeurs du coefficient d'excès d'air ξ. Vitesse du moteur $n = 900 \frac{\text{tours}}{\text{min}}$; avance à l'allumage $\beta = 25°$; rapport de compression $\varepsilon = 4{,}6$.

Fig. 2. — Variation de la constante R des gaz brûlés en fonction de la température T pour diverses valeurs du coefficient de l'excès d'air ξ. Combustible : essence, $c = 0{,}856$, $h = 0{,}144$.

Fig. 3. — Variation de la chaleur Q échangée par le fluide travaillant dans le cylindre, en fonction de l'angle θ de rotation du vilebrequin.

Fig. 4. — Détermination de la fin de la combustion dans le diagramme mécanique par le calcul de l'évolution de la détente : *1* — point de départ du calcul de la détente ; *2* — fin de la combustion ; *3* — courbe de détente calculée.

Fig. 5. — Variation des fonctions de superficie d'échange de chaleur F, de volume V et de $\frac{dV}{d\theta}$, en fonction de l'angle de rotation θ, du vilebrequin.

Fig. 6. — Méthode graphique d'intégration de l'équation exprimant la variation de l'énergie interne sur l'évolution de détente.

Fig. 7. — Diagramme énergie interne totale-température ($u_t - T$).

Fig. 8. — Méthode graphique permettant de déterminer le volume v et l'énergie interne u_t d'un kilogramme de substance.

Fig. 9. — Diagramme des volumes en fonction de la température, pour une isobare.

Fig. 10. — Installation ayant servi aux expériences : *a* — moteur pour déterminer l'indice d'octane ; *b* — dispositif à indicateur piézo-électrique ; *c* — dispositif électronique de la sonde d'ionisation.

Fig. 11. — Diagramme indiqué avec le signal de la sonde d'ionisation : *a* — signal de la sonde d'ionisation.

Fig. 12. — Détermination, par le calcul, de la fin de la combustion dans divers cas de fonctionnement d'un moteur : vitesse $n = 900 \frac{\text{tours}}{\text{min}}$; a — courbe indiquée ; b — courbe calculée ; c — signal de la sonde d'ionisation ; ξ — coefficient de l'excès d'air ; β — angle de l'avance à l'allumage ; ε — rapport de compression.

BIBLIOGRAFIE

1. H. RICARDO, *The high-speed internal combustion engine.* London, Blackie et Son, 1945.
2. Н. Р. БРИЛЛИНГ, И. С. НЕЙМАН, *Авиационные поршневые двигатели.* Оборонгиз, Москва, 1950.
3. ИНОЗЕМЦЕВ, КОШКИН, *Процессы сгорания в двигателях.* Машгиз, Москва, 1949.
4. G. BĂRĂNESCU, *Calculul proceselor de ardere.* Acad. R.P.R., Bucureşti, 1955.
5. И. ГЛАГОЛЕВ, *Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания*, Машгиз, Москва, 1950.

G 1087/61
LEFORDITVA

CONTRIBUŢII LA STUDIUL EXPERIMENTAL AL ÎNTÎRZIERII LA AUTOAPRINDERE ÎN MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE*)

DE

M. NĂSTASE

În domeniul cercetării autoaprinderii, combustibililor în motoarele cu aprinderea prin comprimare s-au făcut numeroase studii. Totuşi, pînă în prezent, nu există o teorie unitară care să abordeze toate laturile fenomenului autoaprinderii combustibililor în motoarele Diesel şi pe baza căreia să se aprecieze valoric mărimea întîrzierii la aprindere.

Datorită numărului mare de factori, care influenţează întîrzierea la aprindere, după legi diferite, majoritatea cercetărilor s-au realizat în condiţiile unor instalaţii experimentale, care au permis izolarea diferitor factori şi studierea proceselor din perioada de întîrziere la aprindere: bombe, maşini cu compresie rapidă, motoare monocilindrice pentru căi ferate etc.

În condiţiile din motor, unde există o interdependenţă a diferitor factori (funcţionali, constructivi), procesele din perioada de întîrziere la aprindere au fost mai puţin studiate sistematic, pe baza unor experimentări făcute pe motor. S-au obţinut numai informaţii asupra sensului în care este modificată perioada de întîrziere la aprindere de către aceşti factori.

Pe baza literaturii de specialitate şi a cercetărilor proprii, se prezintă în acest articol o serie de rezultate şi concluzii, obţinute la studiul experimental al întîrzierii la aprindere. S-a studiat influenţa asupra perioadei de întîrziere la aprindere a presiunii şi temperaturii aerului aspirat în motor, a cantităţii de combustibil injectate în camera de turbulenţă şi a avansului la injecţie, în condiţiile unui motor policilindric, cu camere separate de turbulenţă.

Cu ajutorul investigaţiilor făcute asupra duratei întîrzierii la aprindere, s-a verificat gradul de valabilitate al relaţiilor experimentale deter-

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 17 decembrie 1959.

minate de H. Wolfer și A. I. Serbinov [1], [2], pentru regimurile de lucru studiale, ale motorului.

Aceste cercetări au fost efectuate cu ajutorul instalației experimentale prezentate în figura 1.

În principiu, instalația se compune dintr-un motor KD-35, tip UTOS, cu camere separate de turbulență, avînd caracteristicile 37 C. P.

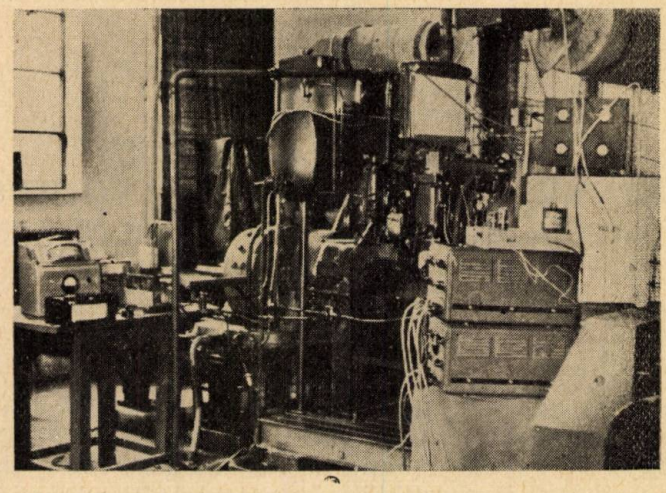


Fig. 1. — Bancul experimental pentru studiul întîrzierii la aprindere.

la 1 400 rot/min, 4 cilindri, în 4 timpi, o frînă hidraulică și aparataj de măsură.

S-au măsurat în cursul experiențelor : debitul de aer aspirat în motor, consumul de combustibil, presiunea din țevăria de aspirație, din țevăria de evacuare și a mediului ambiant, temperatura aerului aspirat la intrarea în cilindrul 1 a gazelor arse, a uleiului, a apei de răcire la intrarea în radiator și a mediului ambiant.

Cu ajutorul unui dispozitiv montat pe axul pompei de injecție s-a modificat avansul la injecție.

Perioada de întîrziere la aprindere a fost determinată folosind un indicator piezoelectric, prevăzut cu un osciloscop cu două spoturi, un generator al bazei de timp și un piezocuarț, — montat în regiunea centrală a camerei de turbulență a cilindrului 1 — și un indicator al legii de variație a acului injectorului, conectate, prin intermediul unor amplificatori, cu osciloscopul cu două spoturi.

Într-o formă schematizată în figura 2, și în figura 3 se prezintă oscilogramele legii de variație a presiunii în camera de turbulență și ale legii de ridicare a acului injectorului.

Se observă din figurile 2 și 3 că, imediat după începerea injecției, creșterea presiunii este mai lentă, față de cazul cînd nu se injectează com-

bustibili, datorită vaporizării combustibilului în camera de turbulență. Din punctul b, presiunea crește ceva mai repede pînă în punctul c, cînd viteza de creștere a presiunii este foarte mare.

Comparînd oscilogramele ridicate experimental pe motorul KD-35 cu acelea determinate de diferiți autori [3], [4], [5] pe diferite instalații (bombe, monocilindrii etc.) se constată o alură identică a variației presiunii. Această variație a presiunii din camera de turbulență, în perioada de întîrziere la aprindere corespunde concepției actuale asupra naturii polistadiale a proceselor din perioada de întîrziere la aprindere.

Conform acestei explicații, perioada de întîrziere la aprindere este determinată de timpul necesar realizării unor procese fizice (pulverizarea, evaporarea, încălzirea și amestecarea combustibilului cu aerul din camera de ardere) și al efectuării unor reacții chimice ce se succed în timp [3], [6], [8], [11].

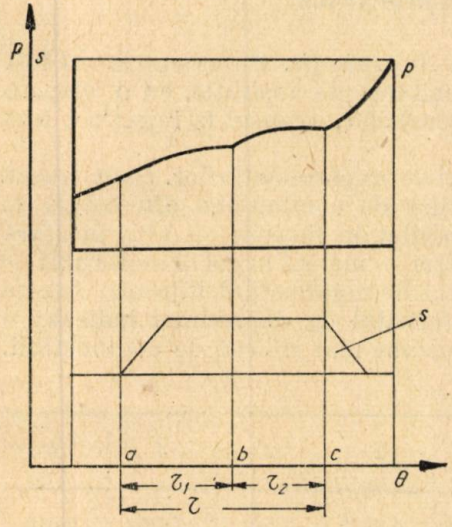


Fig. 2. — Schema oscilogramei p-θ ridicate pe motor.

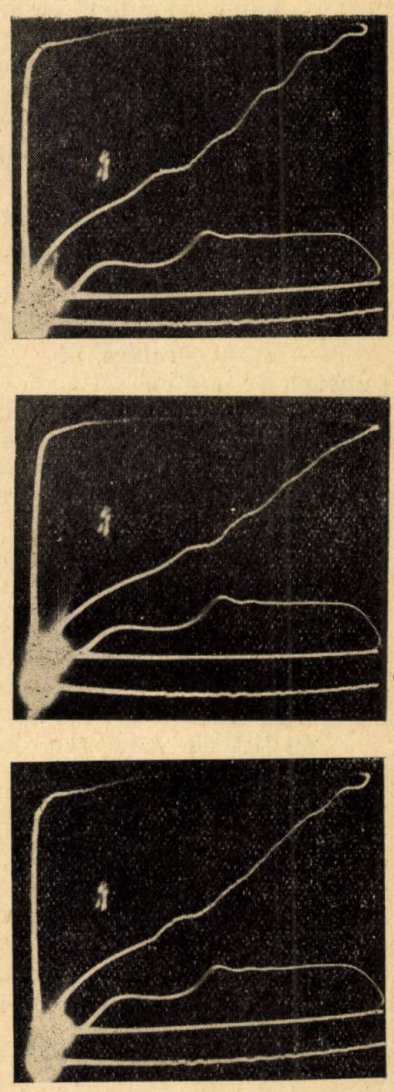


Fig. 3. — Oscilograme p-θ.

În articol, se utilizează notațiile următoare

— perioada ce durează de la începutul injecției și pînă în punctul b, s-a notat cu τ_1 și a fost numită perioada de inducție la aprindere cu flacără rece;

— intervalul de timp *b-c*, s-a notat cu τ_2 și a fost numit perioada de inducție la aprindere cu flacără caldă;

— suma celor două perioade de inducție τ_1 și τ_2 este perioada de întîrziere la aprindere τ_ε.

Toate experiențele au fost făcute în următoarele condiții:

— s-a ales baza de timp astfel încît deplasarea spotului pe orizontală corespunde porțiunii studiate din ciclul de funcționare al motorului (20—30° de rotație a arborelui cotit). Restul ciclului este strîns la unul din capetele oscilogramei;

— s-a menținut turația motorului constantă, la 1 205 rot/min, în limitele ± 10 rot/min;

— temperatura apei de răcire a fost de 67°C în limitele ± 5°C iar temperatura uleiului de 60°C, în limitele ± 5°C;

— s-a folosit o motorină cu următoarele caracteristici:

— cifra cetanică 54,

punctul de anilină 71,2,

— indicele Diesel 55,8,

— procentul de hidrocarburi aromatice 19,

— procentul de hidrocarburi naftenice 28,

— procentul de hidrocarburi parafinice și olefinice 53.

REZULTATE EXPERIMENTALE

Influența depresiunii din conducta de aspirație. Experiențele au fost efectuate modificînd depresiunea din conducta de aspirație, cu o clapetă care a laminat aspirația. În timpul încercărilor, avansul la injecție a fost de 11°, în limitele ± 1,5°.

În figurile 4,5,6 sînt date rezultatele experimentărilor. S-au trasat cinci curbe, corespunzătoare consumurilor de combustibil din tabela 1. Abaterile față de valorile indicate au oscilat în limitele ± 1%, în afară de poziția 1 a cremalierei pompei de injecție — mersul în gol al motorului — cînd a fost în limitele ± 3% din debitul de combustibil injectat. Aceste abateri sînt valabile numai pentru intervalul de depresiune indicat; o depresiune mai mare antrenează un consum mai ridicat de combustibil.

Tabela 1

Poziția cremalierei	1	2	3	4	5
Consumul de combustibil g/cil.s.	0,170	0,3335	0,412	0,465	0,615
Consumul orar de combustibil kg/h	2,45	4,82	5,92	6,69	8,85
Intervalul de depresiune pentru care consumul este constant	17—218	17—145	17—120	17—132	17—118

Din tabela 1 se observă că limita maximă a depresiunii pînă la care motorul funcționează relativ normal, scade cu mărirea cantității de combustibil injectate, tinzînd asimptotic către o valoare situată între 120 și 130 mm. col. Hg.

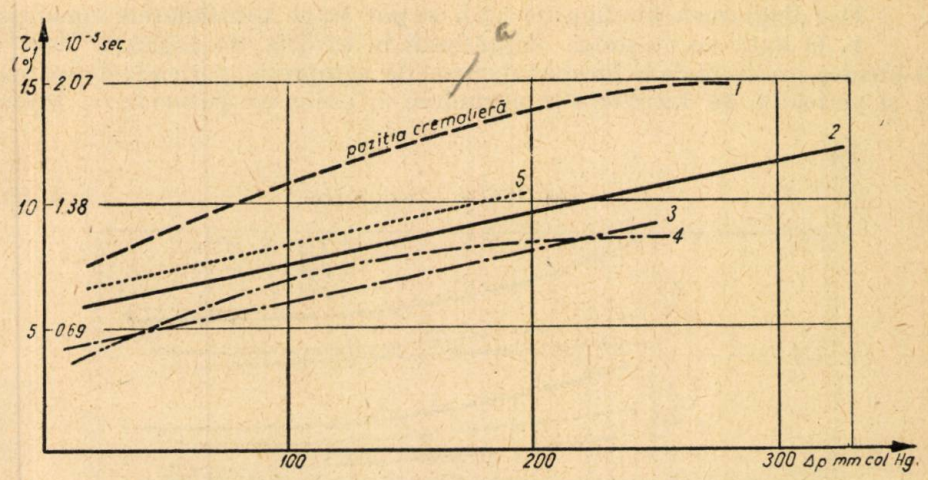


Fig. 4. — Dependența perioadei de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 cu depresiunea din galeria de aspirație.

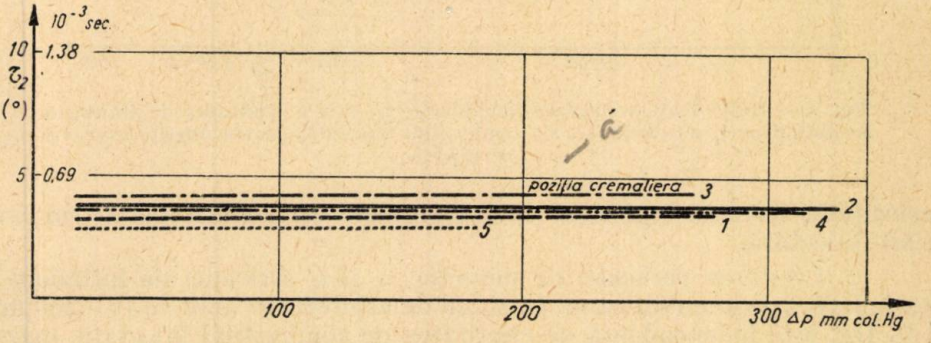


Fig. 5. — Dependența perioadei de inducție la aprinderea cu flacără caldă τ_2 cu depresiunea din galeria de aspirație.

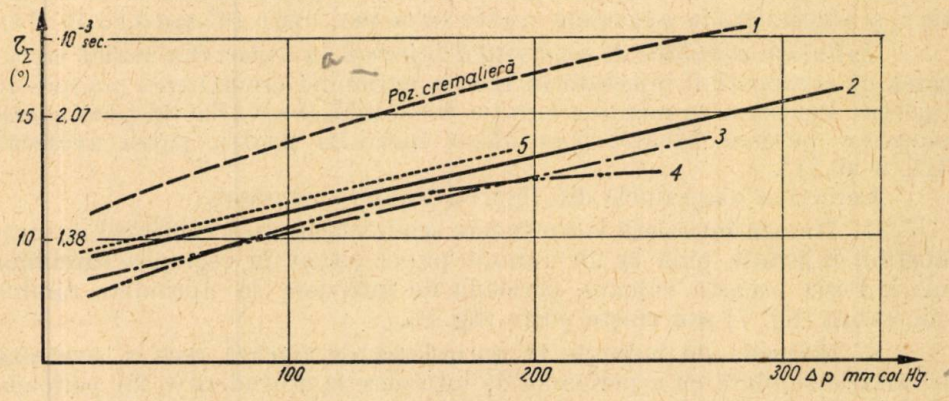


Fig. 6. — Dependența perioadei de întîrziere la aprindere τ_Σ cu depresiunea din galeria de aspirație.

Din diagramele din figurile 4,5,6 se pot trage următoarele concluzii :

1. O dată cu creşterea depresiunii în ţevăria de aspiraţie deci cu reducerea presiunii de la începutul cursei de compresie, perioada de inducţie τ_1 şi perioada de întîrziere la aprindere τ_ε cresc iar perioada τ_2 rămîne

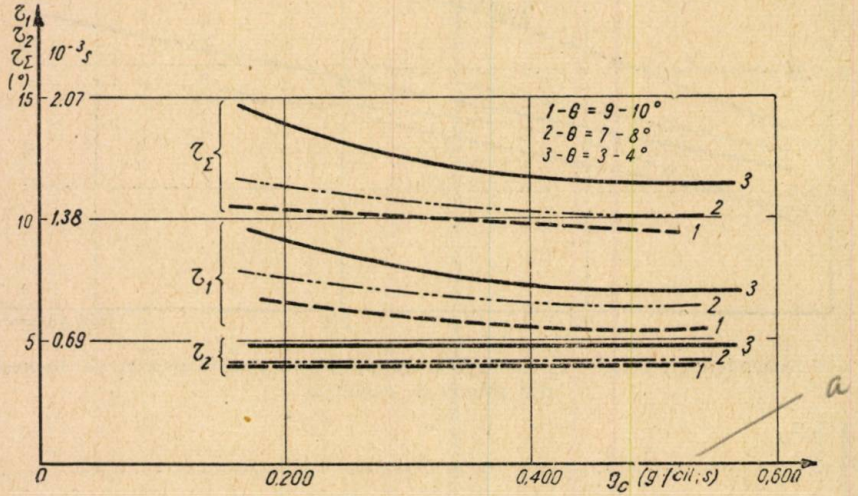


Fig. 7. — Dependenţa perioadelor de inducţie τ_1, τ_2 şi a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε cu cantitatea de combustibil injectată, pentru diferite avansuri la injecţie.

constantă. Această lege este valabilă oricare ar fi cantitatea de combustibil injectată.

2. Creşterea perioadei de inducţie τ_1 şi a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε prin modificarea presiunii de aspiraţie în limitele 17—200 mm col. Hg, este independentă de cantitatea de combustibil injectată, exceptînd cazul cînd cremaliera este în poziţia 1 (4—5° sau $0{,}55-0{,}7.10^{-3}$ s). În cazul cînd motorul merge în gol (curba 1) creşterea perioadei de inducţie τ_1 şi a întîrzierii la aprindere τ_ε este ceva mai mare (6° sau $0{,}83.10^{-3}$ s).

Influenţa cantităţii de combustibil injectată în motor. S-a variat cantitatea de combustibil injectată în motor, acţionînd cremalierea pompei de injecţie. Pentru a se menţine turaţia constantă, s-a variat în mod corespunzător puterea frînată. S-au făcut încercări pentru patru avansuri 3,7, 9 şi 11°.

Cercetînd diagramele din figurile 7 şi 8 se constată :

1. Durata întîrzierii la aprindere scade cu mărirea cantităţii de combustibil injectate pînă la un anumit punct situat în regiunea sarcinilor mari. Peste această valoare, perioada de întîrziere la aprindere rămîne constantă (fig. 7) sau creşte puţin (fig. 8).

2. Perioada de inducţie la aprinderea cu flacără rece τ_1 urmează o variaţie similară cu a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε iar perioada de inducţie la aprinderea cu flacără caldă τ_2 se menţine constantă.

3. Oricare ar fi avansul la injecție — în limitele studiate — sensul de variație al perioadelor de inducție τ_1, τ_2 și al perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε rămîne același.

4. Din diagramele din figurile 4,5,6, rezultă aceeași tendință de variație a perioadelor de inducție τ_1, τ_2 și a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε și în cazul altor depresiuni în conducta de aspirație.

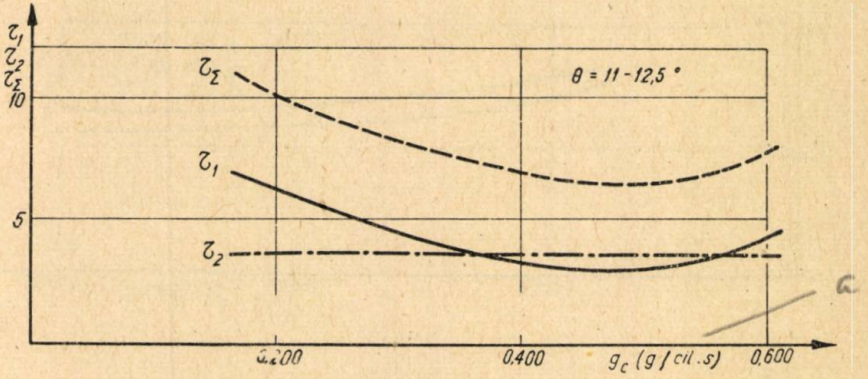


Fig. 8. — Dependența perioadelor de inducție τ_1, τ_2 și a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε cu cantitatea de combustibil injectată pentru avans la injecție 12°.

Studiind oscilogramele ridicate pe motor se mai observă că:

1. Presiunea din camera de turbulență în timpul întîrzierii la aprindere și presiunea maximă crește cu cantitatea de combustibil injectată.

2. Viteza de creștere a presiunii din camera de turbulență variază în limitele restrînse, putînd fi considerată constantă.

3. Temperatura din camera de turbulență calculată pe baza presiunii măsurate pe oscilograme, în perioada de întîrziere la aprindere crește cu cantitatea de combustibil injectată. Se observă o scădere puternică a temperaturii în perioada τ_1 după care crește ușor, pînă în momentul apariției flacării calde.

Influența temperaturii aerului aspirat. S-a preîncălzit aerul aspirat cu 30—40°, adică de la 29—36°C la 60—75°C. Temperaturile mai mari corespund regimului de plină sarcină al motorului. Temperatura a fost măsurată în apropierea supapei de aspirație, la cilindrul 1, în galeria de aspirație. Avansul la injecție a fost 7 și 9°.

Din diagramele din figurile 9, 10 și 11 se observă:

1. Pentru avansul la injecție de 7° perioadele de inducție τ_1 și τ_2 și perioada de întîrziere la aprindere τ_ε sînt reduse o dată cu mărirea temperaturii. În cazul avansului la injecție de 9°, perioadele τ_1, τ_2 și τ_ε nu sînt afectate de mărirea temperaturii de aspirație.

2. Perioada de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 este influențată într-o măsură mai mare decît perioada de inducție la aprinderea cu flacăra caldă τ_2.

Din oscilogramele ridicate se vede că:

1. Creşterea temperaturii de aspiraţie conduce la scăderea presiunii din camera de turbulenţă.

2. Viteza medie de creştere a presiunii în camera de turbulenţă scade puţin cu creşterea temperaturii de aspiraţie.

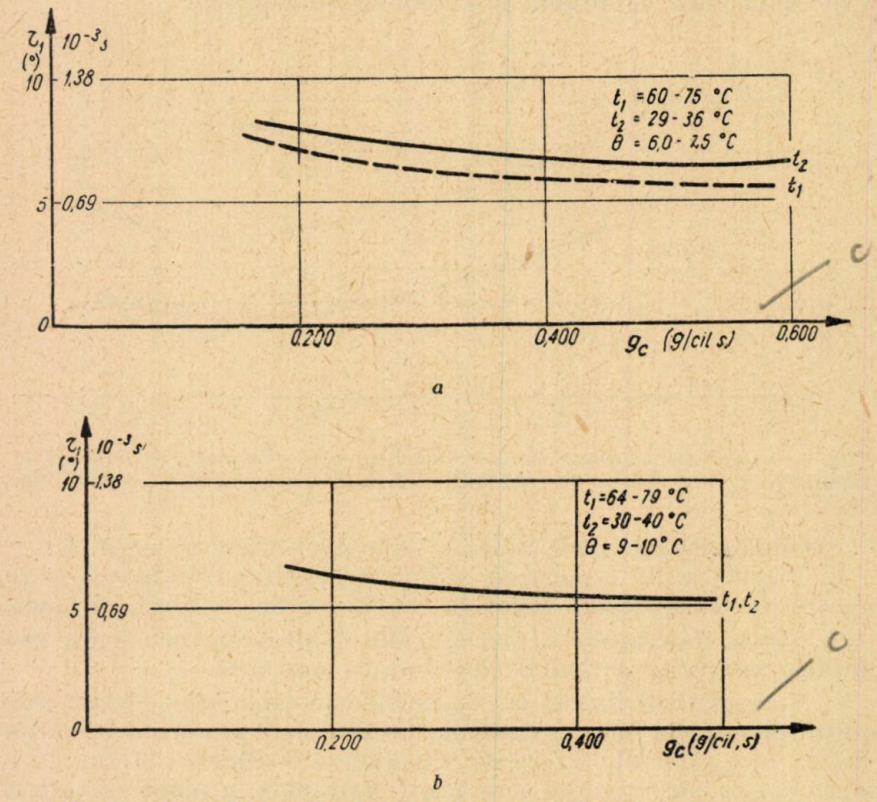


Fig. 9. — Dependenţa perioadei τ_1 cu temperatura din galeria de aspiraţie.
a) Avans la injecţie 7°; *b*) Avans la injecţie 9°.

Influenţa avansului, la injecţie. În cursul acestor experienţe, avansul a fost modificat între limitele 3—12°. Rezultatele obţinute sînt prezentate în figurile 12, 13, 14.

Analizînd diagramele din figurile 12, 13, 14 se constată:

1. Întîrzierea la aprindere τ_ε scade o dată cu mărirea avansului la injecţie, oricare ar fi sarcina motorului, către un minim. Pentru motorul studiat acest minim se află între 10 şi 12°.

2. Perioada de inducţie la aprinderea cu flacără rece τ_1 are o variaţie similară. Înclinarea curbelor este însă mai mică.

3. Perioada τ_2 se micşorează şi ea cu mărirea avansului la injecţie pînă la minim situat, între 8 şi 10°. După acest minim perioada de inducţie τ_2 creşte lin cu creşterea avansului la injecţie.

În perioada de întîrziere la aprindere se observă pe oscilograme că:

1. Presiunea în camera de turbulență crește atîta timp cît avansul la injecție este mai mare decît durata întîrzierii la aprindere. După ce avansul la injecție devine mai mic decît perioada de întîrziere la aprindere, creșterea presiunii este mai redusă, datorită influenței cursei de destin-

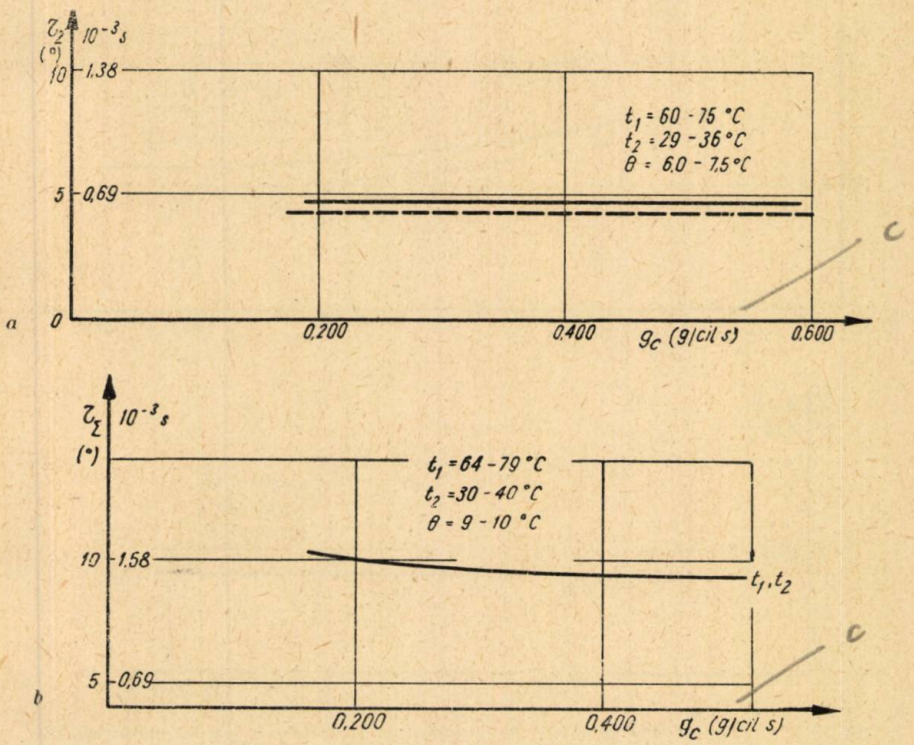


Fig. 10. — Dependența perioadei τ_2 cu temperatura din galeria de aspirație.
a) Avans la injecție 7°; *b*) Avans la injecție 9°.

dere. Influența cursei de destindere este cu atît mai mare, cu cît avansul la injecție este mai mic.

2. Temperatura din camera de turbulență scade pe măsură ce avansul la injecție se micșorează.

3. Viteza de creștere a presiunii în camera de turbulență este puțin influențată de modificarea avansului la injecție.

★

Analiza observațiilor făcute pe baza diagramelor ridicate experimental, arată că influența presiunii și temperaturii de aspirație, a cantității de combustibil injectate și a avansului la injecție se traduce prin dependența proceselor din timpul perioadelor de inducție τ_1 și τ_2 de factorii:

— temperatura și presiunea din camera de turbulență în perioada de întîrziere la aprindere;

— gradul de pulverizare al combustibilului.

Cum, exceptînd cazul varierii presiunii de aspirație, presiunea din camera de turbulență variază în limite relativ reduse și cum gradul de pulverizare intervine mai ales cînd se modifică cantitatea de combustibil injectată, rezultă că temperatura din camera de turbulență este parametrul

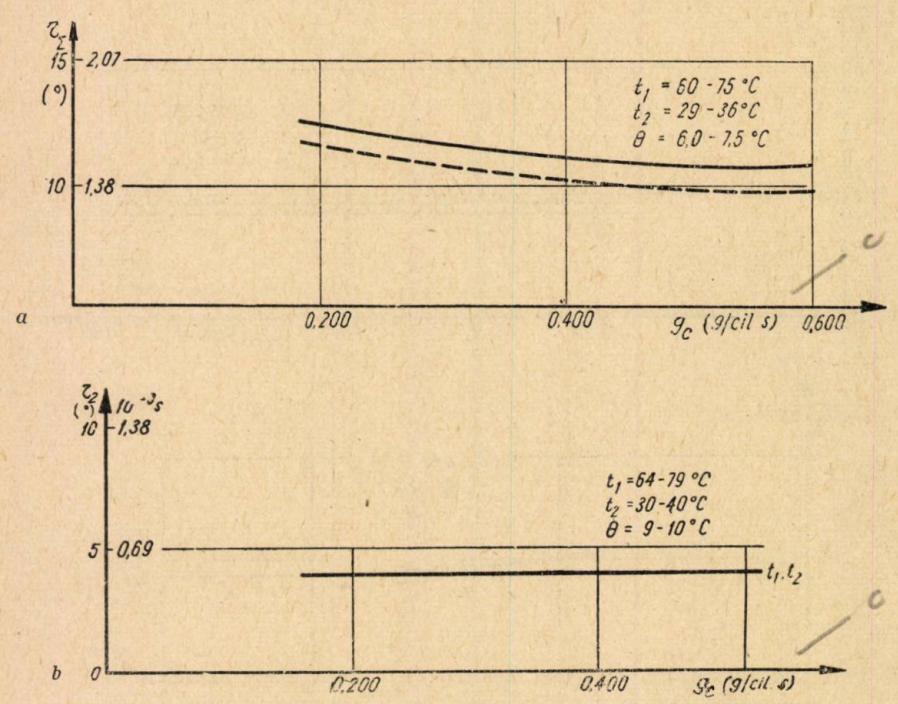


Fig. 11. — Dependența perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε cu temperatura din galeria de aspirație.

a) Avans la injecție 7°; *b*) Avans la injecție 9°.

care guvernează cel mai mult perioada de întîrziere la aprindere și perioadele de inducție constituente.

Pentru concretizarea acestei influențe ne-am propus să determinăm, cu o precizie suficientă, temperatura din momentul cînd începe injecția și să exprimăm în funcție de ea, variația perioadelor τ_1, τ_2 și τ_ε.

Temperatura din camera de turbulență variază în timpul ciclului, după o lege similară legii de variație a presiunii.

Într-un punct al ciclului, se constată în camera de turbulență o repartizare foarte neuniformă a temperaturii, datorită turbulenței existente, prezenței unor surse de încălzire sau răcire ale fluidului de lucru etc.

Prin urmare, în camera de turbulență, temperatura variază atît în timp cît și în volum.

În stadiul existent de dezvoltare a tehnicii măsurătorilor, determinarea chiar a variației temperaturilor medii din camera de ardere a moto-

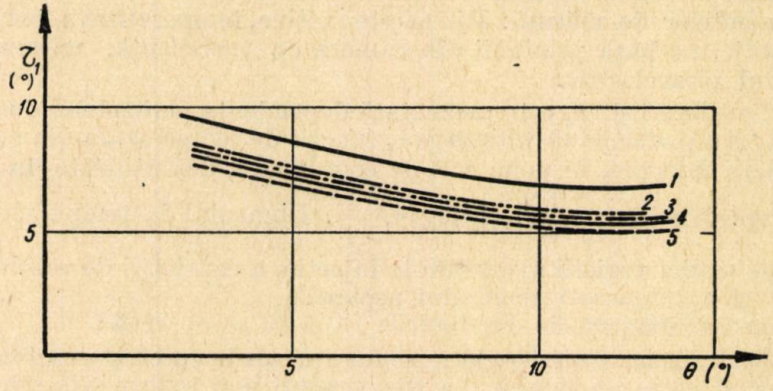


Fig. 12. — Dependența perioadei de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 cu avansul la injecție, pentru diferite sarcini.

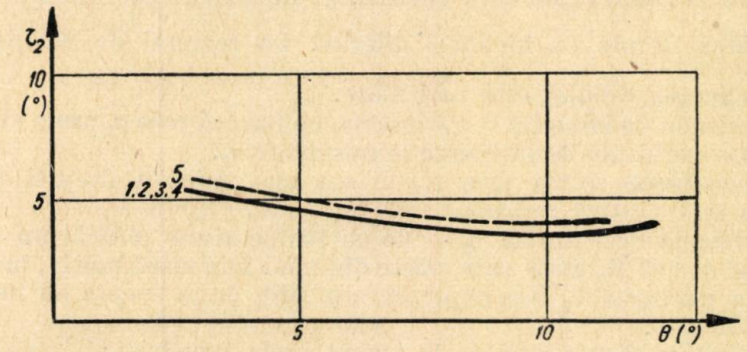


Fig. 13. — Dependența perioadei de inducție la aprinderea cu flacără caldă τ_2 cu avansul la injecție, pentru diferite sarcini.

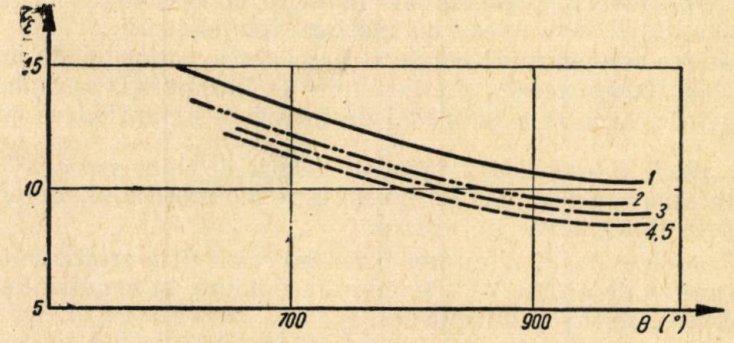


Fig. 14. — Dependența perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε cu avansul la injecție pentru diferite sarcini.

rului studiat în cursul ciclului, este extrem de dificilă, datorită inerției mari a instrumentelor de măsură. Din aceste motive, temperatura a fost calculată analitic, pe baza presiunii din camera de turbulență, măsurată cu indicatorul piezoelectric.

În figurile 15 și 16, este prezentată dependența perioadelor de inducție τ_1 și τ_2 și a perioadei de întîrziere τ_ε funcție de temperatura din momentul începerii injecției, în două axe de coordonate, des utilizate în literatura de specialitate: τ, T. și log τ, $\frac{1}{T}$. Domeniul de temperatură s-a obținut pe seama varierii avansului la injecție, a cantității de combustibil injectată și a temperaturii aerului aspirat.

Cercetînd diagramele din figurile 15 și 16 se observă:

1. Perioada de întîrziere la aprindere τ_ε scade cu creșterea temperaturii, tinzînd către un minim. La temperaturi mai reduse scăderea perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε cu temperatura este mai puternică. Conform diagramei din figura 16, variația întîrzierii la aprindere τ_ε cu temperatura se poate reprezenta în sistemul de axe de coordonate log τ, $\frac{1}{T}$ prin două drepte cu înclinări diferite. La regimul de temperaturi scăzute înclinarea dreptei este mai mare.

2. Perioada de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 are o evoluție similară cu a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε.

Se deosebește totuși prin înclinarea mai mică a dreptei pentru regimul de temperaturi ridicate.

3. Perioada de inducție τ_2 scade cu temperatura pînă la un minim situat în jur de 800°K, după care crește din nou. Din acest motiv, în figura 16, variația perioadei τ_2 este reprezentată prin două drepte cu înclinări și direcții diferite.

Observațiile făcute conduc la următoarele concluzii:

1. Influența temperaturii din camera de turbulență asupra-perioadei de inducție τ_2 depinde de domeniul de temperatură studiat. Pînă la o anumită temperatură, perioada de inducție la aprinderea cu flacără caldă τ_2 scade, după care crește cu mărirea temperaturii.

2. Creșterea temperaturii conduce la scăderea perioadei de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 și a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε.

3. Legea de variație a perioadei de întîrziere la aprindere cu temperatura nu poate fi exprimată printr-o relație de tipul $\tau = c_1 e^{\frac{c_2}{T}}$ decît numai pentru anumite regimuri de funcționare ale motorului, determinat de temperatura din camera de ardere.

4. Perioadele τ_1, τ_2 și τ_ε nu pot fi reduse oricît prin creșterea temperaturii din camera de ardere. Există anumite minime, în condiții determinate de presiune, dozaj și turbulență.

Interpretarea rezultatelor experimentale. În perioada de întîrziere la aprindere, conform cercetărilor făcute de diferiți autori [3], [4], [5], [6], [7], [8], [10], [11] au loc o serie de procese fizice: pulverizarea,

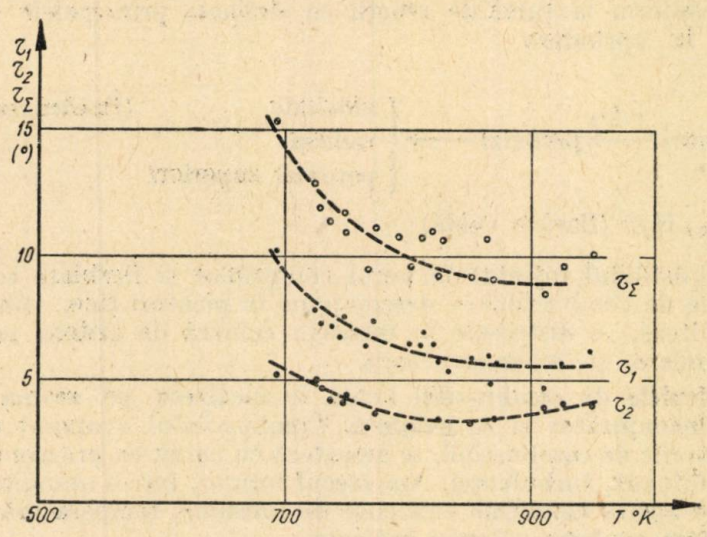


Fig. 15. — Dependența perioadelor de inducție τ_1, τ_2 și a perioadei de întîrziere la aprindere τ_2 de temperatură din momentul începerii injecției în coordonate τ, T.

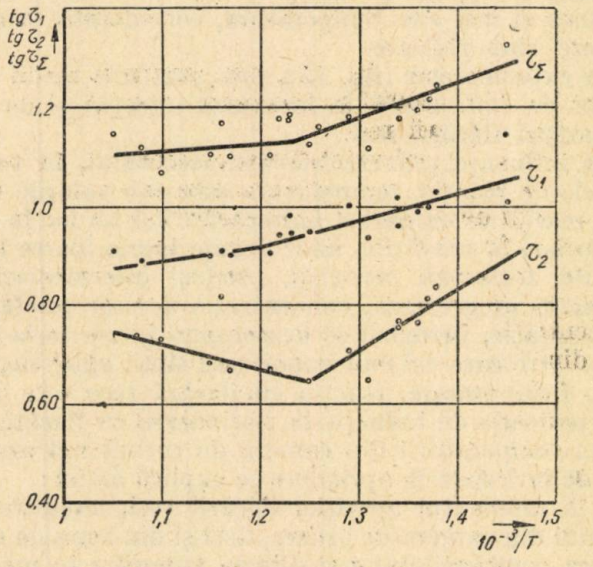


Fig. 16. — Dependența perioadelor de inducție τ_1, τ_2, τ_ε de temperatura din momentul începerii injecției în coordonate $\log \tau_1 \frac{1}{T}$.

încălzirea, evaporarea, amestecarea combustibilului cu aerul și de procese chimice, conform lanțului de reacții ce definesc principalele stadii ale întîrzierii la aprindere

$$\text{hidrocarburi} \xrightarrow{+O_2} \text{peroxizi} \longrightarrow \begin{cases} \text{aldehide} \\ \text{radicali} \\ \text{peroxizi superiori} \end{cases} \xrightarrow{\text{(flacără rece)}\ +O_2} \longrightarrow CO_2, H_2O \text{ (flacără caldă)}$$

Combustibilul injectat în aerul comprimat și fierbinte se pulverizează. Vena de combustibil se descompune în picături fine, care avînd o anumită viteză, se distribuie în întreaga cameră de ardere, realizînd o anumită micro- și macrostructură.

Particulele de combustibil lichid se încălzesc pe seama căldurii mediului înconjurător și se evaporă. Combustibilul evaporat ce înconjoară picăturile de combustibil, se amestecă cu aerul, ca urmare a mișcării picăturii, difuziei, turbulenței. Amestecul format, într-o anumită concentrație, este apt în condițiile existente de presiune, temperatură și dozaj, să se oxideze conform schemei indicate.

În zonele în care s-au format anumite amestecuri de combustibil și aer, în care se pot iniția reacțiile de oxidare, presiunile și temperaturile sînt reduse, datorită vaporizării intense, locale, cu toate că în camera de ardere, presiunea și mai ales temperatura, considerată ca medii pe întreg volumul camerei sînt ridicate.

Conform experiențelor (fig. 15), temperaturile medii din camera de turbulență sînt de 400—600°C la începutul injecției și de 350—550°C în momentul apariției flăcării reci.

Datorită influenței pulverizării combustibilului, în regiunile în care au loc procesele de reacție, temperatura este sub valorile indicate.

Primele reacții de oxidare a hidrocarburilor au loc în imediata apropiere a picăturilor, în condițiile unor dozaje locale foarte bogate (aproximativ 0,1). Se formează peroxizii, produși intermediari nestabili. Pe măsură ce reacția progresează, concentrația acestor produși crește; la o anumită concentrație, peroxizii se descompun într-o serie de alți produși intermediari, dintre care cei mai importanți sînt: aldehide, radicali, peroxizi superiori. Prin urmare, reacția cu flacără rece este determinată de procesele din perioada de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1.

Influența temperaturii din camera de turbulență asupra proceselor din perioada de întîrziere la aprindere se explică astfel:

— pînă în momentul apariției flăcării reci, creșterea temperaturii medii a fluidului din camera de ardere, deci și din zona de reacție, intensifică evaporarea combustibilului și difuzia vaporilor în mediul înconjurător. Timpul necesar desfășurării proceselor fizice în perioada τ_1 se reduce;

— asupra reacțiilor chimice temperatura are un dublu efect: *a*) pe măsură ce crește temperatura se accelerează descompunerea peroxizilor. În felul acesta, se atinge mai greu concentrația necesară declanșării

flăcării reci; *b*) pe măsură ce temperatura creşte, scade concentraţia minimă de peroxizi necesară declanşării reacţiei cu flacăra rece.

Dintre aceste două influenţe, ultima este mai mare şi prin urmare perioada chimică necesară declanşării flăcării reci scade cu temperatura.

Din experienţele făcute în condiţii de bombă, reiese că practic, timpul necesar reacţiilor chimice în perioada τ_1, poate fi redus pînă la o mărime neînsemnată prin ridicarea temperaturii. În schimb, procesele fizice pretind un anumit timp, ce dictează în condiţiile unui regim de temperatură ridicat din camera de ardere, valoarea întîrzierii la aprinderea cu flacără rece τ_1.

Conform experienţelor (fig. 15) perioada τ_1 tinde către un minim (8.10^{-4} s). Acest minim reprezintă tocmai timpul necesar în condiţiile din camera de turbulenţă a motorului, formării unui amestec capabil să se oxideze.

Dependenţa perioadei τ_2 de temperatură este diferită. În literatură este dată următoarea experienţă:

Dacă se încălzeşte un tub, în care se găseşte un amestec bogat de pentan şi aer se constată, la presiunea atmosferică o uşoară luminiscenţă. Intensitatea acestei luminiscenţe creşte cu ridicarea temperaturii pînă la 260°C. Între 260 şi 290°C intensitatea luminiscenţei se menţine constantă, după care scade treptat pînă la 350°C, cînd dispare. Luminiscenţa observată se datoreşte formării formaldehidei. Cantitatea de formaldehidă, deci intensitatea luminiscenţei, este o măsură a reacţiei cu flacără rece.

Acest fenomen este valabil pentru hidrocarburile utilizate în motoarele cu aprindere prin comprimare şi pentru alte presiuni şi dozaje, numai că flacăra rece are loc la alte temperaturi.

La atingerea unei anumite concentraţii de formaldehidă, se amorsează o nouă reacţie, ce conduce în cele din urmă la apariţia flăcării calde. O flacără rece intensă contribuie la formarea rapidă a concentraţiei produşilor intermediari activi, necesari declanşării flacării calde, deci reduce perioada τ_2.

Pentru regimul de funcţionare a motorului în care perioada τ_2 este minimă, temperatura locală este aproximativ egală cu aceea pentru care intensitatea flăcării reci este maximă. Temperaturi mai mari sau mai mici, vor conduce la o frînare a acestei reacţii, deci la o cantitate mai mică de particule active, formate prin reacţie.

Din mecanismul proceselor din perioada de întîrziere la aprindere reiese clar modul cum sînt influenţate aceste procese de către presiunea din camera de turbulenţă. Creşterea presiunii intensifică reacţiile chimice din perioadele τ_1 şi τ_2 şi îmbunătăţeşte fineţea de pulverizare, viteza de evaporare etc.; perioadele de inducţie τ_1 şi τ_2 sînt reduse.

★

Pornind de la considerentele expuse, interpretarea influenţei parametrilor studiaţi, se poate face numai prin corelarea proceselor fizico-chimice din perioada de întîrziere la aprindere de condiţiile în care au loc aceste procese.

Influența depresiunii din conducta de aspirație asupra perioadelor τ_1, τ_2 și τ_ε se explică prin modificarea presiunii din camera de turbulență.

Prin creșterea presiunii de aspirație, presiunea din camera de turbulență în perioada de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 crește. Conform celor arătate, perioada τ_1 scade cu mărirea presiunii din camera de turbulență, deci și cu presiunea de aspirație.

Asupra perioadei de inducție la aprinderea cu flacără caldă, τ_2 există o dublă influență : a presiunii ce domnește în camera de turbulență, deci și în zona locală în care au loc reacțiile chimice și a perioadei de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1. Creșterea presiunii din camera de turbulență, activează reacțiile chimice și scade durata necesară apariției nucleelor de flacără caldă. În același timp, are loc și o reducere a perioadei de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1. Probabilitatea de a se forma zone de amestec peroxidat, în care să aibă loc reacția cu flacără rece, scade. În consecință, se micșorează cantitatea de substanțe active, premergătoare reacției cu flacăra rece și perioada de inducție τ_2 crește.

După cum arată experiențele, în condițiile din camera de turbulență studiate, aceste influențe contradictorii se anulează, perioada τ_2 rămînînd constantă pe măsură ce presiunea de aspirație crește.

Mărirea cantității de combustibil injectat în motor antrenează ridicarea regimului termic al motorului — deci și a presiunii și temperaturii din camera de turbulență în perioada de întîrziere la aprindere și îmbunătățirea gradului de pulverizare — diametrul mediu al picăturilor se micșorează.

O pulverizare mai fină conduce la o viteză de evaporare mai ridicată. Se realizează amestecuri combustibil-aer, în dozajele necesare reacțiilor chimice într-un timp mai scurt. Reacția cu flacără rece se declanșează mai repede.

În același timp, o evaporare mai puternică atrage o scădere mai accentuată a temperaturii locale față de temperatura din cameră, înainte de evaporare, din zonele în care au loc reacțiile chimice. Apare o tendință de frînare a acestor reacții. Perioada τ_1 tinde să crească.

Se constată că influența evaporării asupra temperaturii locale este mai mare la temperaturi mai ridicate. Din acest motiv, scăderea perioadei τ_1 cu temperatura este mai redusă pe măsură ce se injectează cantități tot mai mari de combustibil și avansul la injecție se mărește. În diagrama din figura 8 se observă că în cazul unor avansuri și sarcini mari, influența scăderii temperaturii locale datorită evaporării devine predominantă și perioada τ_1 crește cu mărirea cantității de combustibil injectată.

În majoritatea experiențelor însă, temperatura din zona de reacție crește pe măsură ce se injectează mai mult combustibil. Regimul de temperatură, fiind în cazul avansurilor sub 10°, sub temperatura corespunzătoare vitezei optime de reacție cu flacără rece (fig. 15), perioada τ_2 are tendința să scadă. În același timp, scade și perioada de inducție τ_1 și anulează efectul creșterii temperaturii locale. După cum arată experiențele (fig. 8), compensarea celor două influențe este suficientă, pentru ca în limitele erorilor de măsură, să se poată considera perioada τ_2 constantă, oricare ar fi cantitatea de combustibil injectată.

S-a cercetat influența temperaturii de aspirație pentru avansuri la injecție de 6—7° și 9—10°.

În primul caz, avansul fiind mic, regimul de temperatură din camera de ardere este redus. Creșterea temperaturii de aspirație ridică în mod corespunzător temperatura din camera de turbulență și — după cum s-a arătat — reduce perioada de inducție la aprinderea cu flacără rece. O creștere similară a temperaturii de aspirație în cazul unui regim mai ridicat de temperatură în camera de turbulență (motorul funcționează cu 9—10° avans la injecție) reduce mai puțin perioada de inducție τ_1, procesele fizice determinînd durata acestei perioade.

Influența temperaturii de aspirație asupra perioadei de inducție τ_2 se explică prin regimul de temperatură la care are loc reacția cu flacără rece. Astfel, la un avans la injecție de 6—7°, regimul de temperatură la care are loc reacția cu flacără rece este mai mic decît cel optim. Creșterea temperaturii de aspirație ridică temperatura locală și intensifică reacția cu flacără rece. În cazul unui avans la injecție mai mare (9°) reacția cu flacără rece are loc la temperaturi locale aproximativ egale cu acea optimă (viteze maxime de reacție). Din acest motiv, la scara de precizie a experiențelor, nu se observă nici o modificare a perioadei τ_2 prin creșterea temperaturii de aspirație.

Influența avansului la injecție se reduce la influența regimului de temperaturi și presiuni din camera de turbulență, în perioada de întîrziere la aprindere. Avansurile la injecție mici sînt caracterizate prin presiuni și temperaturi reduse, căci perioada de întîrziere la aprindere τ_ε are loc în cursa de destindere. O mărire a avansului la injecție ridică temperatura și presiunea din camera de turbulență și reduce perioada τ_1. Cît timp temperatura locală la care are loc reacția cu flacără rece, este inferioară temperaturii optime, perioada τ_2 scade cu mărirea avansului la injecție; cînd se depășește temperatura optimă, la o mărire a avansului la injecție perioada τ_2 crește (fig. 16).

★

În literatură sînt prezentate, pentru evaluarea perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε o serie de relații experimentale, stabilite pe baza relației dedusă teoretic de N. N. Semenov, pentru reacții catalitice în condițiile unui amestec omogen, monostadial. Aceste relații sînt de forma

$$\tau P^n e^{\frac{-C_2}{T}} = C_1.$$

Valorile coeficienților sînt date de diferiți autori, pe baza rezultatelor experimentale obținute în condiții de bombă. Sînt mai cunoscute două astfel de relații: a lui H. Wolfer [1] și a lui A. I. Serbinov [2].

Pe baza încercărilor efectuate pe motorul KD-35, s-a pus problema să se determine valabilitatea expresiilor lui Wolfer și Serbinov. Rezultatele obținute sînt prezentate în figurile 17, 18 și 19.

Pe diagramele din figurile 17, 18 și 19 sînt trasate 7 curbe, ce reprezintă fiecare variația perioadei de întîrziere la aprindere, funcție de cantitatea de combustibil injectată. Mărimea perioadei de întîrziere la aprindere

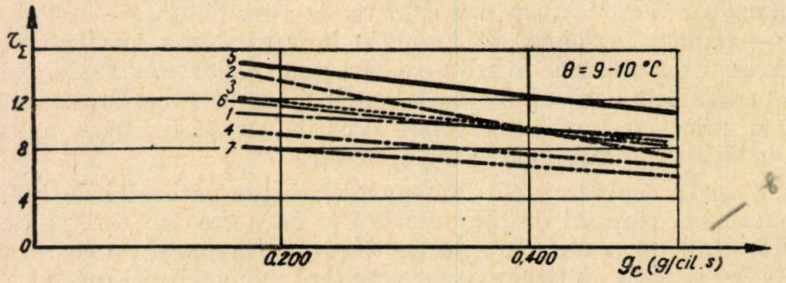


Fig. 17. — Dependența perioadei de întîrziere la aprindere de cantitatea de combustibil injectată, determinată experimental și calculată după relațiile lui Wolfer și Serbinov, pentru un avans la injecție 9—10°.

1 — Perioada de întîrziere la aprindere determinată experimental; 2 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Wolfer cu coeficienții $n = 1{,}19$; $C_1 = 0{,}44$; $C_2 = 4\,560$; 3 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 3\,000$; 4 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov, cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 2\,800$; 5 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 3\,000$; 6 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2\,800$; 7 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2\,500$;

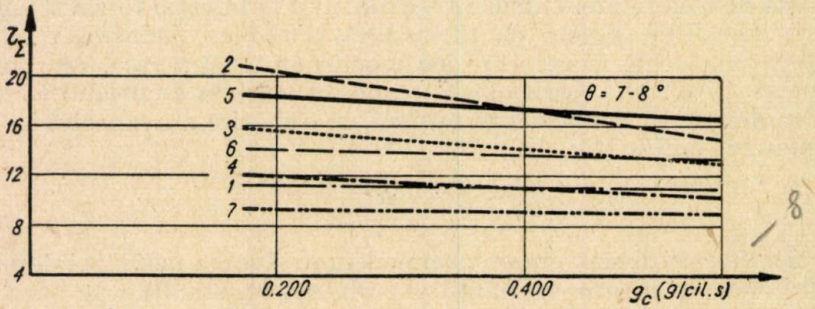


Fig. 18. — Dependența perioadei de întîrziere la aprindere de cantitatea de combustibil injectată, determinată experimental și calculată după relațiile lui Wolfer și Serbinov, pentru un avans la injecție 7—8°.

1 — Perioada de întîrziere la aprindere determinată experimental; 2 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lu Wolfer cu coeficienții $n = 1{,}19$; $C_1 = 0{,}44$; $C_2 = 4\,560$; 3 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 3\,000$; 4 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov, cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 2\,800$; 5 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 3\,000$; 6 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2\,800$; 7 — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2\,500$.

a fost determinată experimental, pe baza relației lui Wolfer și a relației lui Serbinov. Datorită limitelor largi în care pot varia coeficienții P, T și

în cazul relației lui Serbinov, s-au trasat 5 curbe pentru 5 perechi de coeficienți C_1 și C_2.

Din diagramele din figurile 17, 18 și 19 se constată următoarele:

1. Nici una din relații nu reușește să reprezinte fidel perioada de întîrziere la aprindere, în diferitele regimuri de funcționare ale motorului, oricare ar fi coeficienții aleși.

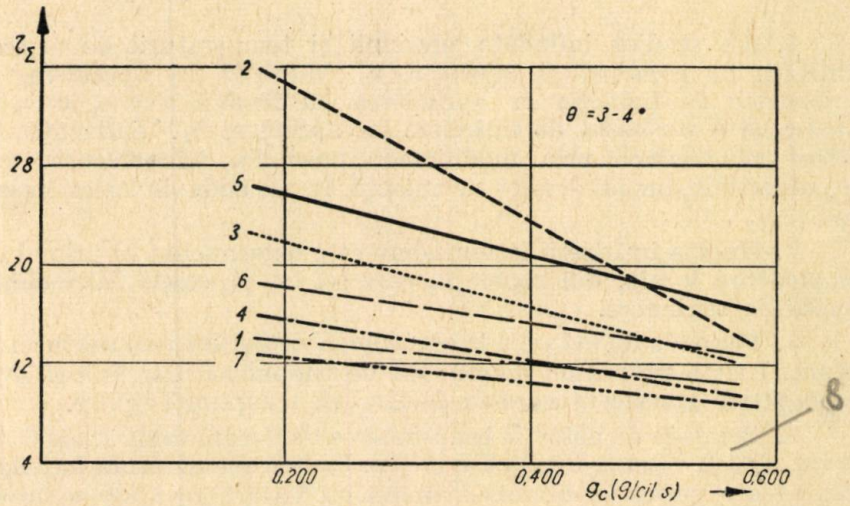


Fig. 19. — Dependența perioadei de întîrziere la aprindere de cantitatea de combustibil injectată, determinată experimental și calculată după relațiile lui Wolfer și Serbinov pentru un avans la injecție 3—4°.

1 — Perioada de întîrziere la aprindere determinată experimental; *2* — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Wolfer cu coeficienții $n = 1{,}19$; $C_1 = 0{,}44$; $C_2 = 1\,560$; *3* — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 3\,000$; *4* — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov, cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 2\,800$; *5* — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 3\,000$; *6* — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2\,800$; *7* — Perioada de întîrziere la aprindere calculată după relația lui Serbinov cu coeficienții $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2\,500$.

2. Se poate demonstra că principial este imposibil a găsi o relație de tipul celor studiate care să satisfacă legea de variație a perioadei de întîrziere la aprindere datorită variației diferite cu temperatura a perioadelor de inducție τ_1 și τ_2. Mai mult, fiecare din aceste perioade de inducție își modifică coeficientul de temperatură C_2, după cum regimul de temperatură este mai ridicat sau mai scăzut.

3. Relația lui Wolfer determină cu precizia cea mai mică mărimea întîrzierii la aprindere, dintre toate relațiile experimentale studiate.

4. Relația lui Serbinov, cu coeficienții dați C_1 și C_2 minimi dă aproximația cea mai bună asupra perioadei de întîrziere la aprindere. Rezultate optime de apreciere a duratei întîrzierii la aprindere, pentru motorina și

pentru regimurile de funcționare studiate s-au obținut cu coeficienții $C_1 = 0{,}16$ $C_2 = 2\,800$.

5. Valabilitatea relațiilor experimentale este mai mare pentru încercările efectuate pentru condiții optime de funcționare a motorului.

CONCLUZII

1. S-a studiat influența presiunii și temperaturii de aspirație, a cantității de combustibil injectate, a avansului la aprindere, asupra perioadelor de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 și cu flacără caldă τ_2 și a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε. Influența acestor factori se traduce prin modificarea presiunii, temperaturii, gradului de pulverizare,din camera de turbulență, în perioada de întîrziere la aprindere.

2. Durata întîrzierii la aprindere este determinată în primul rînd de temperatura locală, din zonele în care au loc procesele fizico-chimice ce conduc la aprindere.

3. Perioada de inducție la aprinderea cu flacără rece scade cu temperatura. Există un minim determinat de timpul necesar proceselor fizice, ce pregătesc amestecul necesar declanșării reacțiilor chimice.

4. Perioada de inducție la aprinderea cu flacără caldă scade cu temperatura pînă la minim, după care crește. Pentru temperatura locală, corespunzătoare perioadei minime, reacția cu flacără rece are o intensitate maximă. O temperatură locală mai mică sau mai mare reduce intensitatea flăcării reci și mărește perioada de inducție τ_2.

5. Perioada de întîrziere la aprindere τ_ε scade cu creșterea temperaturii.

6. Creșterea depresiunii din țevăria de aspirație mărește perioada de inducție τ_1 și perioada de întîrziere τ_ε. Perioada τ_2 rămîne constantă.

Temperatura de aspirație pentru avansul la injecție de 7° reduce perioadele de inducție τ_1 și τ_2 și perioada de întîrziere la aprindere τ_ε. În cazul unui avans la injecție de 9°, influența temperaturii de aspirație este neînsemnată.

Mărirea cantității de combustibil injectate în motor scade perioada de inducție τ_1 și perioada de întîrziere τ_ε. Perioada de inducție τ_2 rămîne constantă.

Creșterea avansului la injecție scade perioadele de inducție τ_1 și τ_2 și perioada de întîrziere la aprindere τ_ε pînă la un minim aflat între 10 și 12 grade de rotație a arborelui cotit.

7. S-a verificat valabilitatea în condiții de motor a relațiilor experimentale prezentate de Wolfer și Serbinov pentru calcularea perioadei de întîrziere la aprindere.

S-a constatat că mărimile determinate cu aceste relații au numai o valoare orientativă, pentru evaluarea duratei întîrzierii la aprindere.

К ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ЗАПАЗДЫВАНИЯ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

РЕЗЮМЕ

В работе даны результаты, полученные при экспериментальном изучении запаздывания зажигания в условиях многоцилиндрического двигателя с отдельными вихревыми камерами.

Исследуется влияние следующих параметров на период запаздывания при зажигании: давления и температуры всасываемого в двигатель воздуха, количества впрыскиваемого топлива в вихревую камеру, а также величины предвидения при впрыскивании.

Результаты, полученные при обработке осциллограмм „давление-угол поворота коленчатого вала", соответствуют теории о развитии прогресса во многих стадиях в периоде запаздывания зажигания. На осциллограмме установлено 2 периода индукций: период индукций при зажигании с холодным пламенем τ_1 и период индукций при зажигании с горячим пламенем τ_2.

Производимые испытания позволяют исследовать процессы в период запаздывания при зажигании.

Оказывается, что влияние изучаемых параметров сказывается изменением давления, температуры и степени распыливания в вихревой камере в период запаздывания при зажигании. Продолжительность запаздывания при зажигании определяется, в первую очередь, местной температурой в зонах, где развиваются физико-химические процессы, приводящие к зажиганию.

Исследование влияния температуры выявляет зависимость от температуры периодов индукции τ_1, и τ_2, а также периода запаздывания при зажигании τ_ε.

При режиме повышенных температур физические процессы играют решающую роль при ограничении периода τ_1. Что касается периода индукции при зажигании с горячим пламенем τ_2, оказывается, что существует оптимальная температура, при которой этот период имеет наименьшее значение. При этой температуре интенсивность реакций с холодным пламенем имеет максимум.

Дальше анализируется действительность экспериментальных отношений для определения продолжительности запаздывания при зажигании. Установлено, что величины, определяемые с помощью выражений, предлагаемых Вольфером и Сербиновым, имеют лишь приблизительное значение для оценки продолжительности запаздывания при зажигании.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Опытный стэнд для исследования запаздывания при зажигании.

Рис. 2. — Схема осциллограммы $p - \theta$, снятой на двигателе.

Рис. 3. — Осциллограмма $p - \theta$.

Рис. 4. — Зависимость периода индукции при зажигании с холодным пламенем τ_1 от разрежения во всасывающей трубе.

Рис. 5. — Зависимость периода индукции при зажигании с горячим пламенем τ_2 от разрежения во всасывающей трубе.

Рис. 6. — Зависимость периода запаздывания при зажигании τ_ε от разрежения во всасывающей трубе.

Рис. 7. — Зависимость периодов индукции τ_1, τ_2 и запаздывания при зажигании τ_ε от количества впрыскиваемого топлива для различных степеней предварения при впрыскивании.

Рис. 8. — Зависимость периодов индукции τ_1, τ_2 и запаздывания при зажигании τ_ε от количества впрыскиваемого топлива при угле предварения впрыскивания в 12°.

Рис. 9. — Зависимость периода τ_1 от температуры во всасывающей трубе. *a*) предварение впрыскивания 7°; *b*) предварение впрыскивания 9°.

Рис. 10. — Зависимость периода τ_2 от температуры во всасывающей трубе. *a*) предварение впрыскивания 7°; *b*) предварение впрыскивания 9°.

Рис. 11. — Зависимость периода запаздывания при зажигании τ_ε от температуры во всасывающей трубе. *a*) предварение впрыскивания 7°; *b*) предварение впрыскивания 9°.

Рис. 12. — Зависимость периода индукций при зажигании с холодным пламенем τ_1 от предварения впрыскивания для различных нагрузок.

Рис. 13. — Зависимость периода индукций при зажигании с горячим пламенем τ_2 от предварения впрыскивания для различных нагрузок.

Рис. 14. — Зависимость периода запаздывания при зажигании τ_ε от предварения впрыскивания для различных нагрузок.

Рис. 15. — Зависимость периодов индукций τ_1, τ_2 и запаздывания при зажигании τ_ε от температуры в момент начала впрыскивания в координатах τ, T.

Рис. 16. — Зависимость периодов индукции τ_1, τ_2, τ_ε от температуры в момент начала впрыскивания в координатах $\log \tau$, $\frac{1}{T}$.

Рис. 17. — Зависимость периода запаздывания при зажигании от количества впрыскиваемого топлива, определяемого опытным путем и подсчитанного по отношениям Вольфера и Сербинова для предварения впрыскивания от 9 до 10°.

1 — период запаздывания при зажигании (п.з.з.), определяемый опытным путем;

2 — п.з.з., подсчитанный по Вольферу с коэффициентами $n=1{,}19$; $C_1=0{,}44$; $C_2=4560$.

3 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0{,}4$; $C_1=0{,}16$; $C_2=3000$.

4 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0{,}4$; $C_1=0{,}16$; $C_2=2800$.

5 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0{,}4$; $C_1=0{,}20$; $C_2=3000$.

6 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0{,}4$; $C_1=0{,}20$; $C_2=2800$.

7 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0{,}4$; $C_1=0{,}20$; $C_2=2500$.

Рис. 18 — Зависимость периода запаздывания при зажигании от количества впрыскиваемого топлива, определяемого опытным путем и подсчитанного по Вольферу и Сербинову для предварения впрыскивания 7—8°.

1 — период запаздывания при зажигании (п.з.з.) определяемый экспериментальным путем;

2 — п.з.з., определяемый по Вольферу с коэффициентами $n=1{,}19$; $C_1=0{,}44$; $C_2=4560$.

3 — п.з.з., определяемый по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,16$; $C_2=3000$.

4 — п.з.з., определяемый по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,16$; $C_2=2800$.

5 — п.з.з., определяемый по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,20$; $C_2=3000$.

6 — п.з.з., определяемый по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,20$; $C_2=2800$.

7 — п.з.з., определяемый по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,20$; $C_2=2500$.

Рис. 19. — Зависимость периода запаздывания при зажигании от количества впрыскиваемого топлива, определяемого опытным путем и подсчитанного по отношению Вольфера и Сербинова для предварения впрыскивания 3—4°.

1 — п.з.з., определяемый опытным путем.

2 — п.з.з., подсчитанный по Вольферу с коэффициентами $n=1,19$; $C_1=0,44$; $C_2=4560$.

3 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,16$; $C_2=3000$.

4 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,16$; $C_2=2800$.

5 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,20$; $C_2=3000$.

6 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0,4$; $C_1=0,20$; $C_2=2800$.

7 — п.з.з., подсчитанный по Сербинову с коэффициентами $n=0,41$; $C_1=0,20$; $C_2=2500$.

CONTRIBUTION À L'ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DU RETARD À L'AUTO-ALLUMAGE DANS LES MOTEURS À L'ALLUMAGE PAR COMPRESSION

RÉSUMÉ

L'auteur présente les résultats obtenus lors de l'étude expérimentale du retard à l'allumage, dans les conditions d'un moteur à plusieurs cylindres, à chambre de turbulence séparée.

Il étudie l'influence, sur la période du retard à l'allumage, des paramètres suivants : pression et température de l'air aspiré dans le moteur ; quantité du combustible injecté dans la chambre de turbulence ; avance à l'injection.

L'interprétation des oscillogrammes pression-angle de rotation du vilebrequin correspond au concept de la nature des processus à plusieurs étapes de la période du retard à l'allumage. Les oscillogrammes ont permis d'identifier deux périodes d'induction : la période correspondant à l'allumage par flamme froide τ_1 et la période correspondant à l'allumage par flamme chaude τ_2.

Les expériences effectuées ont eu pour but d'analyser les processus ayant lieu durant la période du retard à l'allumage.

L'auteur montre que l'influence des paramètres étudiés se traduit par la modification de la pression, de la température et de la pulvérisation dans la chambre de turbulence, pendant la période du retard à l'allumage. La durée du retard à l'allumage est surtout déterminée par la température

locale dans les zones où se produisent les processus physico-chimiques aboutissant à l'allumage.

L'étude de l'influence de la température fait ressortir que les périodes d'induction τ_1 et τ_2 ainsi que la période du retard à l'allumage τ_ε dépendent de la température.

Aux températures élevées, les processus physiques ont un rôle décisif dans la délimitation de la période τ_1. En ce qui concerne la période d'induction à l'allumage par flamme chaude τ_2, on constate l'existence d'une température optimum, à laquelle cette période d'induction prend une valeur minimum. A cette température, l'intensité de la réaction par flamme froide est maximum.

L'auteur analyse, en outre, la validité de l'utilisation de certaines relations expérimentales pour la détermination de la durée du retard à l'allumage. Il a constaté que les valeurs déterminées au moyen des relations proposées par Wolfer et Serbinov ne peuvent servir qu'à une évaluation approximative de la durée du retard à l'allumage.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Banc d'essai pour l'étude du retard à l'allumage.

Fig. 2. — Schéma de l'oscillogramme p-θ relevé sur le moteur.

Fig. 3. — Oscillogramme $p - \theta$.

Fig. 4. — Dépendance de la période d'induction à l'allumage par flamme froide τ_1, de la dépression dans la galerie d'aspiration.

Fig. 5. — Dépendance de la période d'induction à l'allumage par flamme chaude τ_2, de la dépression dans la galerie d'aspiration.

Fig. 6. — Dépendance de la période du retard à l'allumage τ_ε, de la dépression dans la galerie d'aspiration.

Fig. 7. — Dépendance des périodes d'induction τ_1, τ_2 et de la période du retard à l'allumage τ_ε, de la quantité du combustible injecté, pour diverses avances à l'injection.

Fig. 8. — Dépendance des périodes d'induction τ_1, τ_2 et de la période du retard à l'allumage τ_ε, de la quantité du combustible injecté, pour une avance à l'injection de 12°.

Fig. 9. — Dépendance de la période τ_1 de la température dans la galerie d'aspiration. a — avance à l'injection 7°; b — avance à l'injection 9°.

Fig. 10. — Dépendance de la période τ_2 de la température dans la galerie d'aspiration. a — avance à l'injection 7°; b — avance à l'injection 9°.

Fig. 11. — Dépendance de la période du retard à l'allumage τ_ε de la température dans la galerie d'aspiration. a — avance à l'injection 7°; b — avance à l'injection 9°.

Fig. 12. — Dépendance de la période d'induction à l'allumage par flamme froide τ_1, de l'avance à l'injection, pour diverses charges.

Fig. 13. — Dépendance de la période d'induction à l'allumage par flamme chaude τ_2, de l'avance à l'injection, pour diverses charges.

Fig. 14. — Dépendance de la période du retard à l'allumage τ_ε, de l'avance à l'injection, pour diverses charges.

Fig. 15. — Dépendance des périodes d'induction τ_1, τ_2 et de la période du retard à l'allumage τ_ε, de la température au moment du début de l'injection, en coordonnées τ, T.

Fig. 16. — Dépendance des périodes d'induction τ_1, τ_2, τ_ε, de la température au moment du début de l'injection, en coordonnées $\log \tau$, $\frac{1}{T}$.

Fig. 17. — Dépendance de la période du retard à l'allumage de la quantité de combustible injecté, déterminée expérimentalement et calculée, selon les relations de Wolfer et de Serbinov, pour une avance à l'injection de 9—10°.

1 — Période du retard à l'allumage déterminée expérimentalement ;
2 — période du retard à l'allumage calculée par la relation de Wolfer, avec les coefficients : $n = 1{,}19$; $C_1 = 0{,}44$; $C_2 = 4560$;
3 — période du retard à l'allumage calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 3000$;
4 — période du retard à l'allumage calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 2800$;
5 — période du retard à l'allumage calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 3000$;
6 — période du retard à l'allumage calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2800$;
7 — période du retard à l'allumage calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$, $C_2 = 2500$.

Fig. 18. — Dépendance de la période du retard à l'allumage de la quantité de combustible injecté, déterminée expérimentalement et calculée selon les relations de Wolfer et de Serbinov, pour une avance à l'injection de 7—8°.

1 — Période du retard à l'allumage déterminée expérimentalement ;
2 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Wolfer, avec les coefficients : $n = 1{,}19$; $C_1 = 0{,}44$; $C_2 = 4560$;
3 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 3000$;
4 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 2800$;
5 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 3000$;
6 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2800$;
7 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2500$.

Fig. 19. — Dépendance de la période du retard à l'allumage de la quantité de combustible injecté, déterminée expérimentalement et calculée par les relations de Wolfer et de Serbinov, pour une avance à l'injection de 3—4°.

1 — Période du retard à l'allumage déterminée expérimentalement ;
2 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Wolfer, avec les coefficients : $n = 1{,}19$; $C_1 = 0{,}44$; $C_2 = 4560$;
3 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 3000$;
4 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}16$; $C_2 = 2800$;
5 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 3000$;
6 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2800$;
7 — période du retard à l'allumage, calculée par la relation de Serbinov, avec les coefficients : $n = 0{,}4$; $C_1 = 0{,}20$; $C_2 = 2500$.

BIBLIOGRAFIE

1. H. WOLFER, *Der Zündverzug im Dieselmotor.* VDI, Forschungsheft, *392* (1938).
2. А. И. СЕРБИНОВ, *Роль физических и химических процессов при самовоспламенении распыленного жидкого топлива. Сгорание в транспортных поршневых двигателях*, Изд. Ак. Наук СССР, Москва, 1951.
3. F.M. GARNER, G.H. GRIGG, *Pre-flame reactions in diesel enginer* (IV). J. Institute of Petroleum, Anglia, *400*, 43 (1957).
4. В. И. БАСЕВИЧ, А. С. СОКОЛИК, *Физико-химическое воспламенение в двигателях с воспламенением от сжатия. Поршневые двигатели внутреннего сгорания.* Изд. Акад. Наук СССР, Москва, 1956.
5. А. Н. ВОЙНОВ, *Исследование воспламенения гомогенных топливо-воздушных смесей от сжатия и от накаленной поверхности.* Сборник докладов Конференции. *Сгорание и смесеобразование в дизелях*, **I**, Москва, 1958.

6. А. С Соколик, *О воспламенении углеродных воздушных смесей. Поршневые двигатели внутреннего сгорания.* Изд. Ак. Наук СССР, Москва, 1956.
7. И. И. Герман, *Влияние распыливания на воспламенение и сгорание дизельного топлива. Исследование распыливания горения дизельного топлива.* НАМИ, 87, Машгиз, 1959.
8. W.I. Levedahl, *Multistage Autoignition of Engine Fuers.* Fifth Symposium on Combustion-Baltimore, 1955.
9. V.N. Boltinski, *Motoare de tractoare şi automobile.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1955.
10. А. С. Соколик, В. И. Басевич, *О кинетической природе самовоспламенения в условиях дизеля.* Журн. физ. химии, **XXVIII**, *II* (ноябрь), (1954).
11. И. Б. Свиридов, *О диффузионно-кинетической природе воспламенения распыленного топлива.* Сборник докладов Конференции. *Сгорание и смесеобразование в дизелях.* **I**, Москва, 1958.

DETERMINĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA VALORII COEFICIENŢILOR DE PIERDERI AI COMPRESORULUI CU JET CU CAMERA DE AMESTEC DE PRESIUNE CONSTANTĂ *)

DE

ADRIAN CĂLIN VASILESCU, VICTOR PIMSNER şi IULIU CSERVENY

Pentru calculul compresoarelor cu jet se cunosc din literatură, o serie de metode dintre care cea termodinamică a fost folosită în cadrul Institutului de energetică [1] pentru compresoarele cu jet de gaz metan. Această metodă necesită cunoaşterea cîtorva coeficienţi care exprimă pierderile care au loc faţă de fenomenele ideale considerate de relaţiile folosite. Coeficienţii care caracterizează diferite organe ale aparatului pot fi determinaţi individual, sau se grupează într-un coeficient global care poate fi determinat direct. Dintre coeficienţii organelor, coeficientul de pierdere al camerei de amestec prezintă un interes deosebit.

De altfel, problema amestecării celor două vene trebuie să constituie prima preocupare în cadrul studiului proceselor din compresoarele cu jet.

Lucrarea de faţă se ocupă cu determinarea experimentală a valorii coeficientului de pierdere global şi cu determinarea coeficientului de viteză din camera de amestec pentru un compresor cu jet de tipul II, adică acel aparat care nu realizează mărirea sensibilă a vitezei gazului de presiune inferioară pînă în camera de amestec.

Se descrie instalaţia experimentală folosită, metoda de calcul şi rezultatele obţinute.

1. În anul 1957 s-a pus problema studiului mai aprofundat al fenomenelor de amestec din compresoarele cu jet, lucrînd cu gaze. Pentru a răspunde acestei probleme, s-a conceput o instalaţie experimentală (terminată în anul 1958) avînd dimensiuni suficient de mari, pentru ca aparatele de măsură a vitezelor să nu producă perturbaţii apreciabile în regimul

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 9 ianuarie 1960.

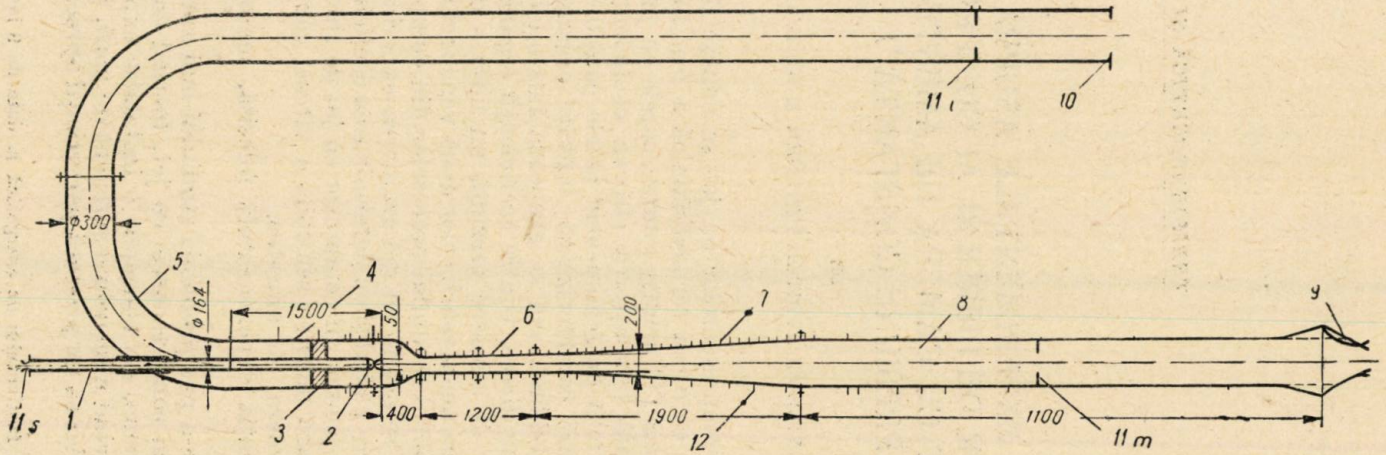


Fig. 1. — Schița compresorului cu jet experimental.

de curgere. Această instalație experimentală a fost montată la laboratorul Institutului de energetică din cîmpul de gaz metan de la Saroș.

Pentru a putea urmări fenomenele de amestecare, instalația a fost realizată să funcționeze cu două fluide: gaz metan pentru fluidul activ și aer pentru fluidul antrenat.

Caracteristicile instalației sînt:

— conducta gazului activ de Ø 150 mm,
— conducta gazului antrenat Ø 500 mm,
— conducta gazului comprimat Ø 500 mm,
— diametrul maxim al camerei de amestec Ø 500 mm,
— diametrul minim al difuzorului Ø 200 mm,
— presiunea gazului activ max. $p_s = 20$ kgf/cm^2,
— presiunea gazului antrenat max. $p_i = 1$ kgf/cm^2,
— presiunea gazului comprimat max. $p_m = 1{,}15$ kgf/cm^2.

Compresorul cu jet experimental (fig. 1) este alcătuit din conducta gazului activ *1* care se termină cu un ajutaj convergent-divergent *2*. Ajutajul poate fi centrat cu ajutorul unui ghidaj mobil cu trei picioare *3*. O porțiune din conducta gazului activ la care se fixează ajutajul și care este realizată ca un manșon, poate fi acționată din exterior pentru a avansa sau a se retrage; în acest mod ajutajul se poate deplasa în interiorul camerei de amestec a compresorului cu jet (fig. 2). Lîngă punctul de manevră, un sistem de reperare, permite stabilirea precisă a poziției ajutajului. Camera de amestec *4* din figura 1 continuă după conducta fluidului antrenat *5*, aerul fiind luat din exteriorul încăperii de experimentare. Camera de amestec are o formă profilată și se poate continua cu o serie de tronsoane de conductă cilindrică *6* pentru a realiza, dacă studiul o cere, camera de amestec de secțiune constantă. În cazul în care ajutajul, a cărui formă exterioară este profilată, se apropie foarte mult de secțiunea minimă a camerei de amestec, se poate realiza o accelerare a gazului antrenat înaintea amestecării sale și în consecință se pot studia și compresoare cu jet de tipul I. Urmează difuzorul *7* și conducta gazului de presiune medie *8*.

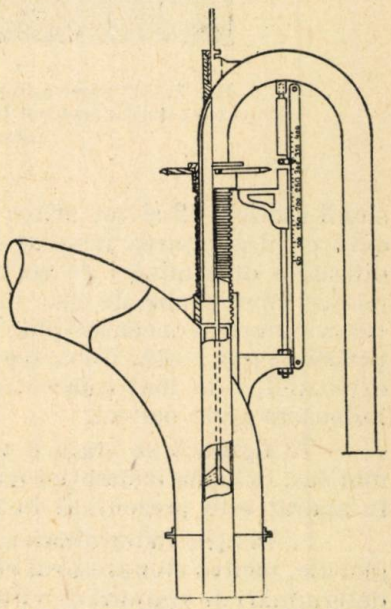


Fig. 2. — Dispozitiv pentru deplasarea axială a ajutajului.

Gazul activ poate căpăta diferite presiuni, acționînd asupra unui regulator de presiune care se află pe traseul conductei de gaz. Registrul profilat *9* face să varieze secțiunea conductei de presiune medie, astfel încît să se poată realiza presiunile de comprimare cerute de experimentare. Registrul *10* pe conducta aerului crează depresiuni astfel că se pot realiza și variații ale presiunii gazului antrenat.

Aparatul permite o serie de măsurători globale : presiunea şi temperatura gazului activ, antrenat şi comprimat. Debitele de gaz se măsoară prin diafragmele de măsură *11 i* şi *11 m* pentru gazul antrenat şi pentru gazul comprimat şi cu ajutajul *11 s* pentru gazul activ. În tot lungul camerei de amestec şi a difuzorului se găsesc 36 puncte de măsură a pre-

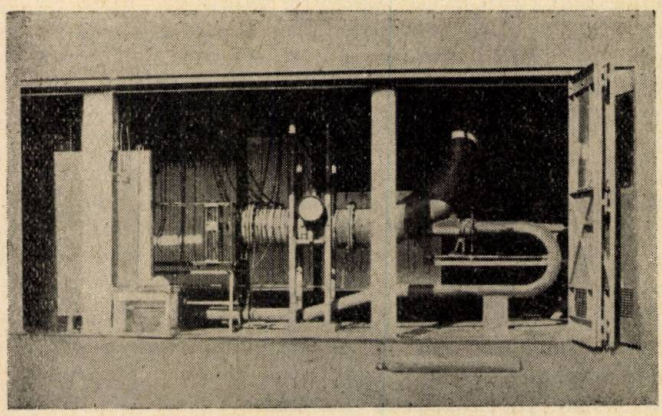


Fig. 3. — Vedere asupra compresorului cu jet experimental instalat în laboratorul Institutului de energetică din cîmpul de gaz metan de la Saroş.

siunii statice *12* şi tot atîtea locuri pentru introdus sonde în aparat. O dată cu dezvoltarea instalaţiei, s-au realizat şi sondele de viteză pentru diferitele determinări ce se urmăresc, de asemenea, s-au realizat sonde pentru luat probe de gaz în diferitele puncte ale camerei de amestec. Determinarea concentraţiilor s-a făcut prin analiza chimică a compoziţiei probei de gaz luată. Deoarece amestecul de aer şi gaz metan poate deveni explozibil, s-au luat măsuri speciale constructive şi funcţionale pentru a îndepărta acest pericol.

În figura 3 se arată o vedere a instalaţiei experimentale prezentate mai sus. Schema instalaţiei realizate, pentru aducerea gazului metan activ în aparat este prezentată în figura 4.

2. Pentru determinarea coeficienţilor de pierdere în afara valorilor globale, pentru compresorul cu jet s-au făcut pentru fiecare experimentare, determinări de cîmpuri de viteze în patru secţiuni (fig. 5) şi determinări de concentraţii în mai multe secţiuni.

Cîmpurile de viteze în secţiunea *22* se prezintă, pentru 10 situaţii diferite de funcţionare, ca în figura 6, iar cîmpurile de concentraţii, pentru o singură situaţie de funcţionare, dar diferite secţiuni, ca în figura 7.

Deoarece nu au existat tot atîtea determinări de concentraţii cîte determinări de cîmpuri de viteză au fost efectuate, a fost necesar să se aproximeze variaţia concentraţiei în secţiunea *22* după valorile medii

determinate. Din figura 8, se constată că această variație este mică, influențează calculul aproape numai prin coeficienții m, n, l (12) care nu se schimbă prea mult în funcție de concentrație și în consecință erorile făcute ca urmare a aproximației, sînt și ele mici.

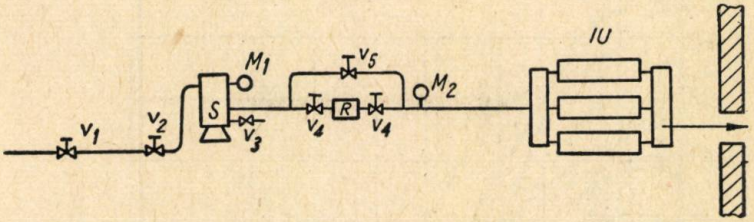


Fig. 4. — Schema alimentării cu gaz metan (gaz activ) a compresorului experimental. $V_1 \div V_5$ — ventile; S — separator; R — regulator de presiune; IU — instalație pentru îndepărtat umiditatea.

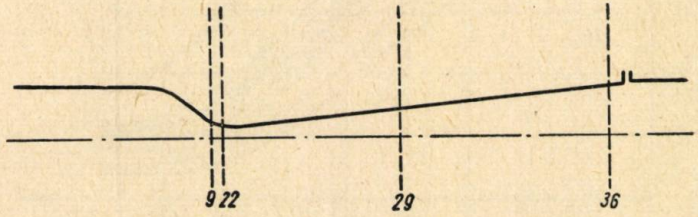


Fig. 5. — Secțiunile compresorului cu jet experimental în care s-au făcut determinări de viteze.

În vederea deducerii relațiilor de calcul pentru coeficienții de pierdere, este necesară definirea a două viteze medii pe secțiune:

— viteza medie corespunzătoare energiei cinetice

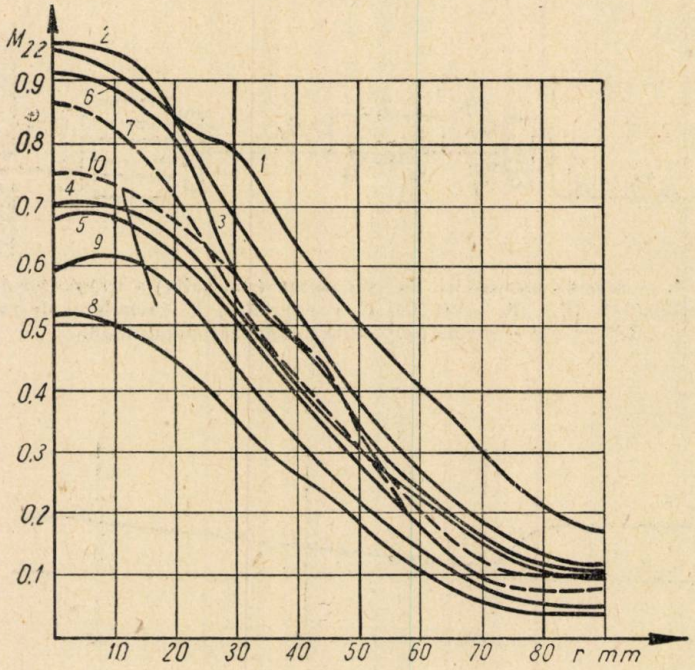
$$w_{\text{energ}} = \sqrt{\frac{\int_F \gamma w^3 \, dF}{\int_F w\gamma \, dF}} = \sqrt{\frac{2g\,W}{G}}, \tag{1}$$

unde $W = G\frac{w^2_{\text{energ}}}{2g}$ reprezintă energia cinetică a gazului în secțiunea F;

— viteza medie corespunzătoare cantității de mișcare

$$w_{\text{impl}} = \frac{\int_F \gamma w^2 \, dF}{\int_F \gamma w \, dF} = \frac{gI}{G}, \tag{2}$$

unde $I = G\frac{w}{g}$ reprezintă impulsul gazului în secţiunea F şi G debitul respectiv de gaz.



Det. mm	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{p_s}{p_i}$	3,98	3,16	2,69	2,14	2,14	2,63	3,18	2,15	2,80	3,22
$\frac{p_m}{p_i}$	1,066	1,053	1,038	1,026	1,042	1,060	1,067	1,030	1,026	1,040
$\frac{l}{mm}$	420	400	380	360	360	380	450	380	380	380
u	3,31	3,65	3,70	4,04	1,74	1,33	1,10	3,12	3,48	3,40

Fig. 6. — Cîmpul vitezelor în secţiunea *22* pentru diferite situaţii de funcţionare.

Prin împărţirea relaţiilor (2) şi (1) se obţine coeficientul de neuniformitate al vitezelor ψ

$$\psi = \frac{w_{imp}}{w_{energ}} = \sqrt{\frac{g}{2}\frac{I^2}{GW}}. \qquad (3)$$

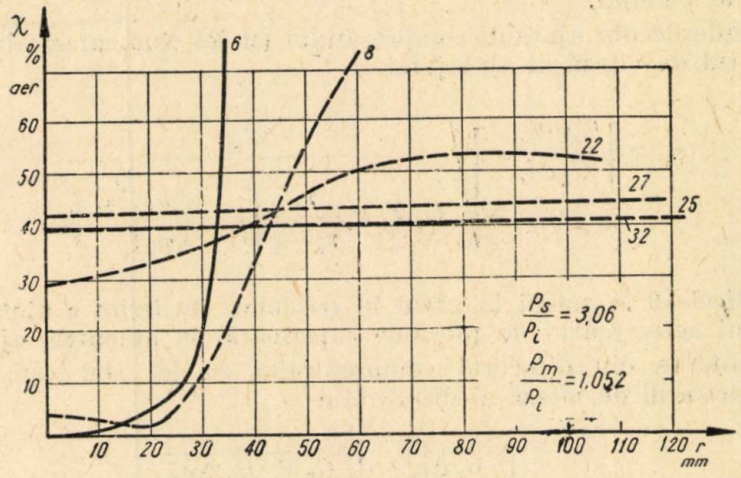


Fig. 7. — Cîmpul concentrațiilor în diferite secțiuni pentru o situație de funcționare.

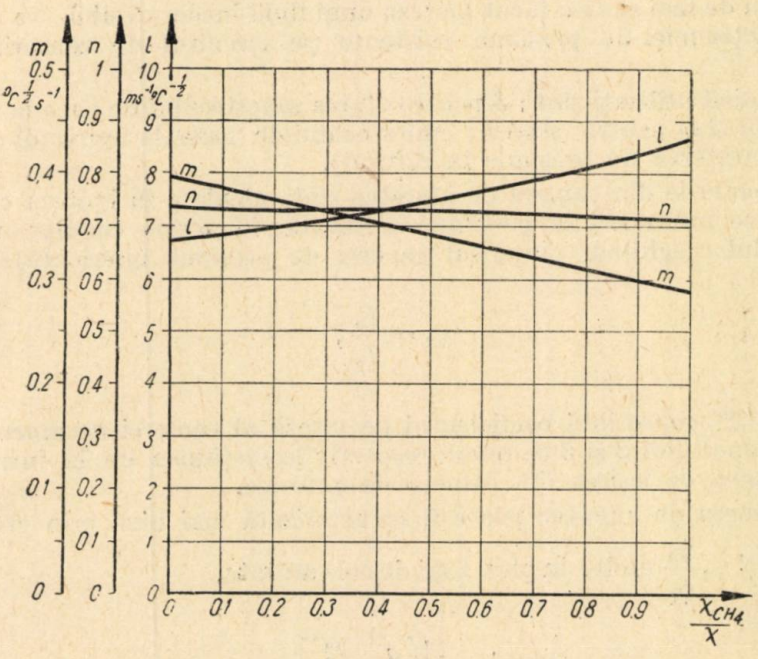


Fig. 8. — Variația coeficienților m, n, l (12) funcție de concentrația unui amestec de metan și aer.

Pe traseul gazului în compresorul cu jet apar, după cum se ştie, o serie de pierderi.

Pierderile din ajutajul compresorului cu jet sînt caracterizate prin coeficientul de viteză al ajutajului

$$\varphi_1 = \sqrt{\frac{AW_2}{G_2 \Delta i_s}} = \sqrt{\frac{W_2}{G_2 T_s R_s \frac{\varkappa_s}{\varkappa_s - 1}\left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa_s - 1}{\varkappa_s}}\right]}}, \tag{4}$$

unde indicele *2* se referă la gazul în secţiunea de ieşire a ajutajului şi *s* la gazul activ (gazul de presiune superioară) în amontele ajutajului.

Pierderile din difuzorul compresorului cu jet sînt caracterizate prin coeficientul de viteză al difuzorului

$$\varphi_3 = \sqrt{\frac{G_3 \Delta i_m}{AW_3}} = \sqrt{\frac{G_3 T_m R_m \Delta p_m}{W_3 p_m}}, \tag{5}$$

în relaţia de mai sus s-a făcut ipoteza unui fluid incompresibil ca urmare a diferenţei mici de presiune existente pe circuitul de comprimare al gazului.

Indicii utilizaţi sînt : *3* pentru starea amestecului de gaze la intrarea în difuzor şi *m* pentru starea amestecului de gaze la ieşirea din difuzor (Δp_m creşterea de presiune în difuzor).

Pierderile din camera de amestec sînt calculate în ipoteza că amestecarea se realizează la presiune constantă, în aceste condiţii, teorema impulsului (neglijînd impulsul gazului de presiune inferioară) se scrie

$$\varphi_2 = \frac{I_3}{I_2}, \tag{6}$$

unde φ_2 [2] reprezintă coeficientul de viteză al camerei de amestec iar indicii impulsului *2* şi *3* se referă respectiv la secţiunea de la intrarea şi la secţiunea de ieşirea din camera de amestec.

Camera de amestec poate fi caracterizată mai bine prin grupul de coeficienţi $\varphi_2 \frac{\psi_0}{\psi_1}$ unde, în plus faţă de cele arătate,

$$\psi_0 = \sqrt{\frac{g}{2} \frac{I_2^2}{G_2 W_2}}, \tag{7}$$

este coeficientul de neuniformitate în secţiunea de ieşire a ajutajului.

Se poate introduce astfel un coeficient de pierderi în camera de amestec (a compresorului cu jet cu cameră de amestec de presiune constantă)

$$\varphi = \varphi_2 \frac{\psi_0}{\psi_1} = \sqrt{\frac{G_3 W_3}{G_2 W_2}}. \tag{8}$$

Eliminînd din relațiile de mai sus mărimile: debit, impuls, energie cinetică, și ținînd seama de definiția coeficientului de injecție u

$$u = \frac{G_3}{G_2} - 1, \tag{9}$$

se obține o expresie

$$(1+u)\left(1+u\frac{T_i R_i}{T_s R_s}\right) = \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2 \psi_0^2}{\psi_1^2} \frac{\left[1-\left(\frac{p_i}{p_i}\right)^{\frac{\varkappa_s-1}{\varkappa_s}}\right]}{\left[1-\left(\frac{p_i}{p_m}\right)^{\frac{\varkappa_m-1}{\varkappa_m}}\right]},$$

care permite determinarea coeficientului de injecție în ipoteza gazelor ideale și a fluidelor de natură diferită. Ținînd seama că în cazul de față raportul de comprimare în difuzor este mic, se poate deduce o relație pentru calculul coeficientului global de pierderi în compresorul cu jet

$$K = \frac{\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \psi_0}{\psi_1} = \sqrt{(1+u)\left(1+u\frac{T_i R_i}{T_s R_s}\right)} \sqrt{\frac{\frac{\Delta p_m}{p_m}}{\frac{\varkappa_s}{\varkappa_s - 1}\left[1-\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa_s-1}{\varkappa_s}}\right]}}. \tag{10}$$

Din prezentarea făcută rezultă că pentru determinarea coeficienților de pierdere în compresorul cu jet este suficient să se măsoare debite, presiuni și temperaturi pentru gazul activ (indice s), antrenat (indice i) și comprimat (indice m) și viteze în secțiunile considerate.

Determinarea debitului G al impulsului I și a energiei cinetice W s-a efectuat prin integrare în secțiunile *2* de intrare în camera de amestec și *3* de ieșire.

Pentru calculul acestor mărimi este necesară cunoașterea variației pe rază a următorilor parametri:

— compoziția amestecului $\frac{\chi_{aer}}{\chi}$ (determinată, după cum s-a arătat, prin extrapolarea unor date cunoscute);

— temperatura frînată T_0 (egală cu temperatura măsurată a fluidului în repaus);

— presiunea statică p (măsurată în regim subsonic la perete în trei puncte, în regim supersonic cu o sondă specială);

— presiunea totală p_0 (care coincide în regim subsonic cu presiunea p^* măsurată cu ajutorul sondei, în regim supersonic se poate calcula).

De remarcat că în vena supersonică de gaz metan, la toate regimurile de lucru, cu excepţia celui de calcul, din cauza undelor de presiune apărute (fig. 9) presiunea statică este diferită atît de la o secţiune la alta, cît şi în planul aceleiaşi secţiuni.

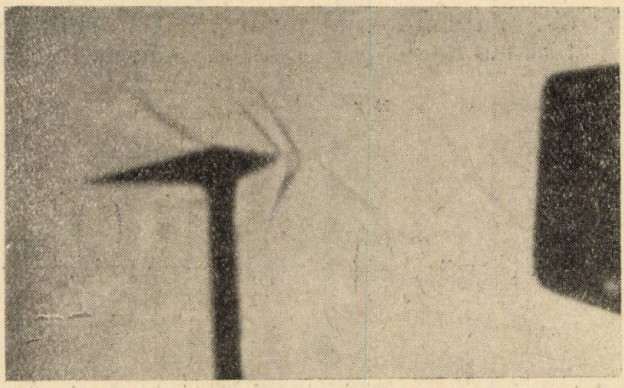


Fig. 9. — Formarea undelor de presiune la ieşirea gazului metan din ajutaj în cazul curgerii supersonice la regimuri diferite de regimul de calcul.

Pe baza datelor măsurate se stabileşte variaţia funcţiilor dinamicei gazelor (în regim subsonic) [3]

$$\frac{p}{p^*} = \pi(\lambda)$$

şi (în regim supersonic)

$$\frac{p}{p^*} = \frac{\tau(\lambda)\varepsilon\left(\frac{1}{\lambda}\right)}{\lambda^2}.$$

Debitul, impulsul şi energia cinetică se pot scrie

$$\begin{aligned} G &= \gamma w F = m \frac{F p_0}{\sqrt{T_0}} q(\lambda), \\ I &= \rho w^2 F = n F p_0 \quad \lambda q(\lambda), \\ W &= \frac{\rho w^3 F}{2} = l F p_0 \sqrt{T_0}\, \lambda^2 q(\lambda). \end{aligned} \tag{11}$$

În această expresie intervin în afara funcţiilor $q(\lambda)$, $\lambda q(\lambda)$ şi $\lambda^2 q(\lambda)$ unde

$$q(\lambda) = \left(\frac{\varkappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}} \lambda \left(1 - \frac{\varkappa-1}{\varkappa+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}},$$

coeficienții m, n și l care depind numai de natura gazului

$$n = \varkappa \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}$$

$$m = \sqrt{\varkappa \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa-1}}} \cdot \sqrt{\frac{g}{R}} = m_0 \sqrt{\frac{g}{\mathfrak{R}}} \sqrt{\mu}, \tag{12}$$

unde

$$m_0 = \sqrt{n} \sqrt{\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1}{\varkappa+1}}}$$

$$l = \frac{1}{2} \sqrt{\varkappa^3 \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{3\varkappa-1}{\varkappa-1}}} \sqrt{g R} = l_0 \sqrt{g \mathfrak{R}} \frac{1}{\sqrt{\mu}},$$

unde

$$l_0 = \sqrt{n^3} \cdot \frac{1}{2 \sqrt{\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}}}.$$

Valoarea debitului, impulsului și energiei cinetice se obține prin însumare, pe coroane circulare de suprafață F_i (fig. 10)

$$\frac{F_i}{F} = \frac{2 \pi y \Delta y}{\pi R^2} = 2 \frac{y}{R} \frac{\Delta y}{R},$$

exceptînd porțiunea centrală pentru care

$$\frac{F_l}{F} = \left(\frac{\Delta y}{2 R}\right)^2$$

și ultima pentru care $y = R$

$$\frac{F_l}{F} = \frac{\Delta y}{R} - \left(\frac{\Delta y}{R}\right)^2.$$

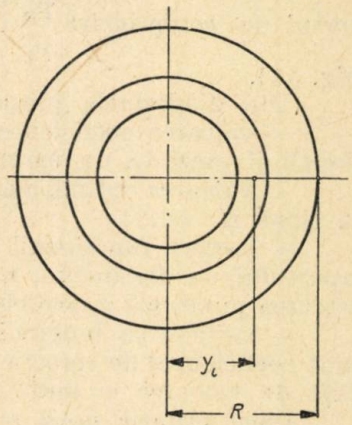


Fig. 10. — Determinarea suprafețelor inelare de însumare pentru calculul debitului, impulsului și energiei cinetice.

Însumarea se efectuează simplu, utilizînd relaţiile

$$G = \frac{F}{\sqrt{T_0}} \sum m_i\, q(\lambda_i)\, p_{0_i} \frac{F_i}{F}, \tag{13}$$

$$I = F \sum n_i\, \lambda_i\, q(\lambda_i)\, p_{0_i} \frac{F_i}{F}, \tag{14}$$

$$W = F \sqrt{T_0} \sum l_i\, \lambda_i^2\, q(\lambda_i)\, p_{0_i} \frac{F_i}{F}. \tag{15}$$

3. Experimentările se referă la modul în care variază coeficientul de pierdere K şi coeficientul de viteză al camerei de amestec cu unii parametri caracteristici pentru compresorul cu jet de tipul II.

Datele cunoscute în literatură [2] sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Valoarea coeficienţilor de pierdere în compresorul cu jet

φ_1	φ_2	φ_3	ψ_1	K
0,95	0,95—0,975	0,94	0,94—0,943	0,9

După o serie de determinări făcute pe aparate industriale funcţionînd cu gaz metan, autorii au găsit valoarea $K = 0{,}79$.

Pe baza experimentărilor efectuate a rezultat variaţia coeficientului de pierdere K în funcţie de raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$ (fig. 11) şi de raportul de comprimare $\frac{p_m}{p_i}$ (fig. 12) şi de lungimea camerei de amestec l (fig. 13).

Din diagramele prezentate rezultă:

— valoarea coeficientului de pierdere K depinde de parametrii funcţionali şi prezintă un maximum care corespunde regimului de calcul;

— valoarea optimă a coeficientului de pierderi K, trebuie considerată ca fiind $K = 0{,}84$;

— factorii funcţionali care fac să crească debitul antrenat (mărirea raportului de destindere, micşorarea raportului de comprimare) duc la scăderea puternică a coeficientului de pierdere K;

— micşorarea lungimii camerei de amestec influenţează mult mai mult coeficientul de corecţie K decît mărirea lungimii camerei de amestec (faţă de valoarea ei optimă).

Dacă primele două efecte se pot explica prin varierea debitului antrenat, ultimul efect se explică prin aceea că amestecarea nu se termină în camera de amestec, ci se continuă în regiunea difuzorului, ceea ce are drept efect o micşorare a coeficientului de viteză al difuzorului.

Se consideră că valorile reale ale coeficientului de viteză în camera de amestec φ_2 nu pot fi obținute decît dacă se experimentează în fiecare

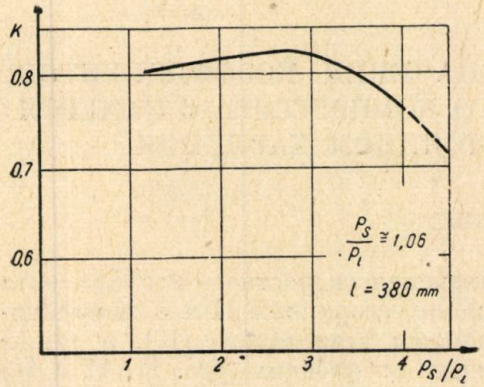


Fig. 11. — Dependența coeficientului de pierderi K de raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$.

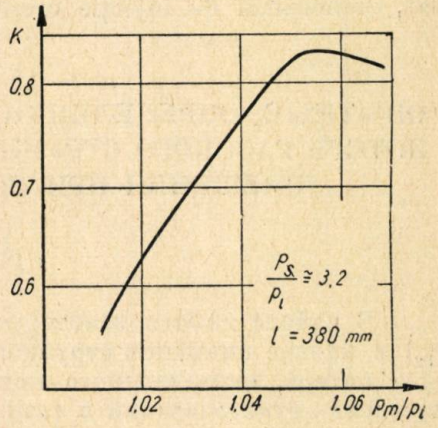


Fig. 12. — Dependența coeficientului de pierderi K de raportul de comprimare $\frac{p_m}{p_i}$.

moment cu lungimea optimă a camerei de amestec (lungimea care asigură amestecarea completă pînă în secțiunea minimă a difuzorului). În figura 14,

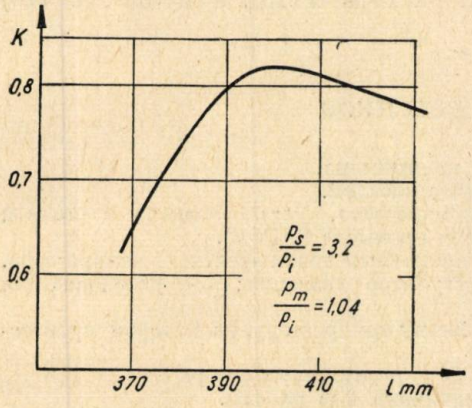


Fig. 13. — Dependența coeficientului de pierderi K de lungimea camerei de amestec l.

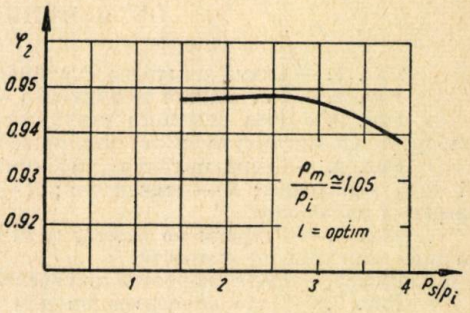


Fig. 14. — Variația coeficientului de viteză al camerei de amestec φ_2 în funcție de raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$.

se prezintă modul în care variază coeficientul de viteză al camerei de amestec φ_2 în funcție de raportul de destindere.

Din această diagramă se constată că valoarea coeficientului de viteză în camera de amestec atinge optimul de $\varphi_2 = 0{,}948$ și este în general

destul de constant prezentînd o alură mai căzătoare pentru domeniul în care raportul de destindere creşte, adică pentru un compresor cu jet dat, coeficientul de injecţie creşte.

ОПЫТНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОТЕРЬ ГАЗОВОГО СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА С КАМЕРОЙ СМЕШЕНИЯ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

РЕЗЮМЕ

В работе даются некоторые значения скоростного коэффициента (φ_2) в камере смешения струйного компрессора типа II и K коэффициента потерь, определяемого при помощи зависимости (10), а также изменения этих значений в зависимости от рабочих (рис. 11, 12 и 14) и конструктивных параметров (рис. 13).

Описывается опытная установка струйного компрессора с камерой смешения ⌀ 500 мм, используя два агента: воздух и природный газ; на этой установке производились определения, описываемые в настоящей статье.

Излагается также метод, применяемый для расчета коэффициентов потерь. Используя отношения из газодинамики, авторы устанавливают простые отношения для определения расхода G (13), импульса I (14) и кинетической энергии W (15).

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема опытного струйного компрессора.

Рис. 2. — Устройство для осевого сдвига насадки.

Рис. 3. — Вид опытного струйного компрессора, установленного в полевой лаборатории Института энергетики на газовом промысле САРОШ.

Рис. 4. — Схема питания „рабочим" нриродным газом опытного компрессора. $V_1 \div V_5$ — клапаны; S — отделитель; R — регулятор давления; IU — установка для дренажа влажности.

Рис. 5. — Разрезы по опытному струйному компрессору, на котором производились определения скорости.

Рис. 6. — Поле скоростей по сечению *22* для различных фаз работы.

Рис. 7. — Поле концентрации для различных фаз работы.

Рис. 8. — Изменение коэффициентов m, n, l (12) в зависимости от концентраций смеси воздуха и метана.

Рис. 9. — Образования волн давления при выходе метана из насадки в случае сверхзвукового истечения при режимах, отличающихся от расчетных.

Рис. 10. — Определение кольцевых поверхностей суммирования для расчета расхода, импульса и кинетической энергии.

Рис. 11. — Зависимость коэффициента потерь K от степени расширения $\frac{p_s}{p_i}$.

Рис. 12. — Зависимость коэффициента потерь K от степени сжатия $\frac{p_m}{p_i}$.

Рис. 13. — Зависимость коэффициента потерь K от длины камеры смешения l.
Рис. 14. — Изменения скоростного коэффициента камеры смешения φ_2 в зависимости от системы расширения $\frac{p_s}{p_i}$.

DÉTERMINATIONS EXPÉRIMENTALES DE LA VALEUR DES COEFFICIENTS DE PERTES DU COMPRESSEUR À JET, AVEC CHAMBRE DE MÉLANGE À PRESSION CONSTANTE

RÉSUMÉ

Les auteurs indiquent, dans le cas du compresseur à jet du type II, quelques valeurs du coefficient de vitesse φ_2 dans la chambre de mélange et du coefficient de pertes K défini par la relation (10), ainsi que la manière dont ces valeurs varient en fonction des paramètres fonctionnels (fig. 11, 12 et 14) et constructifs (fig. 13).

Ils décrivent l'installation expérimentale du compresseur à jet ayant une chambre de mélange de ∅ 500 mm et travaillant avec deux fluides (air — méthane), dont ils se sont servi pour faire les déterminations.

Ils indiquent la méthode utilisée pour le calcul des coefficients de pertes. En se servant des fonctions de la dynamique des gaz, ils établissent des relations simples permettant de déterminer le débit G (13), la quantité de mouvement I (14) et l'énergie cinétique W (15).

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma du compresseur à jet expérimental.
Fig. 2. — Dispositif pour le déplacement axial de l'ajutage.
Fig. 3. — Vue du compresseur à jet expérimental installé au laboratoire de l'Institut d'Energétique de l'Académie de la R.P.R., dans la zone de gaz méthane de Saroş.
Fig. 4. — Schéma de l'alimentation au méthane (gaz actif) du compresseur expérimental. $V_1 \div V_5$ — robinets ; S — séparateur ; R — régulateur de pression ; IU — installation pour éliminer l'humidité.
Fig. 5. — Les sections du compresseur à jet expérimental où furent déterminées les vitesses.
Fig. 6. — Domaine des vitesses dans la section *22*, dans divers cas de fonctionnement.
Fig. 7. — Domaine des concentrations dans diverses sections, dans un cas donné de fonctionnement.
Fig. 8. — Variation des coefficients m, n, l (12), en fonction de la concentration d'un mélange méthane-air.
Fig. 9. — Formation des ondes de pression, lorsque le méthane sort de l'ajutage, au cas de l'écoulement supersonique, à des régimes différents du régime calculé.
Fig. 10. — Détermination des superficies annulaires de sommation, pour le calcul du débit, de la quantité de mouvement et de l'énergie cinétique.
Fig. 11. — Dépendance du coefficient de pertes K du rapport de détente $\frac{p_s}{p_i}$.

Fig. 12. — Dépendance du coefficient de pertes K du rapport de compression $\frac{p_m}{p_i}$.

Fig. 13. — Dépendance du coefficient de pertes K de la longueur l de la chambre de mélange.

Fig. 14. — Variation du coefficient de vitesse φ_2 de la chambre de mélange en fonction du rapport de détente $\frac{p_2}{p_i}$.

BIBLIOGRAFIE

1. C.A. VASILESCU, V. PIMSNER, *Compresorul cu jet de gaze naturale.* Petrol şi gaze, *3*, 131 (1957).
2. A.N. LOJKIN, *Transformatori de căldură.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1952.
3. Г. Н. АБРАМОВИЧ, *Прикладная газовая динамика.* Государственное издательство технико-теоретической литературы, Москва, 1953.

DESHIDRATAREA ŢIŢEIULUI PRIN METODA IMPULSURILOR ELECTRICE*)

DE

C. M. DJUVARLÎ

MEMBRU CORESPONDENT AL ACADEMIEI DE ŞTIINŢE A R.S.S.AZ.

Deshidratarea şi demineralizarea ţiţeiului este una din problemele de bază ale preparării ţiţeiului în vederea rafinării sale, dat fiindcă ţiţeiul extras apare sub forma unei emulsii, adesea foarte stabile.

În trecut, ţiţeiul era extras de la adîncimi mici şi în majoritatea cazurilor consta din fracţiuni uşoare. Emulsiile acestor ţiţeiuri pot fi foarte uşor separate, printr-un tratament termic sau chimic, relativ simplu.

În prezent, ţiţeiul se extrage de la adîncimi mai mari şi conţine parafină şi asfalt: datorită aplicării unor metode noi de exploatare şi extracţie — pomparea apei în strat pentru menţinerea presiunii în zăcămînt — emulsiile de ţiţei au devenit foarte stabile. Menţionăm astfel că pentru o desemulsionare reuşită a ţiţeiului de Baku, aplicarea NCK în cantitate de 1—2% în emulsia de ţiţei asigură o apă reziduală de cel mult 2%.

Conţinutul de impurităţi din ţiţei variază în limite largi. Astfel conţinutul de apă variază de la fracţiuni de procente pînă la cîteva zecimi de procente, iar conţinutul de săruri ajunge pînă la cîteva mii de mg/l.

Aceste impurităţi provoacă dificultăţi mari la transportul ţiţeiului de la sondă pînă la rafinăriile de ţiţei precum şi în timpul prelucrării sale.

Cele mai răspîndite metode pentru desemulsionarea ţiţeiurilor sînt metodele termochimice. În unele cazuri se aplică o metodă combinată electrochimică care cere însă o cantitate mare de reactivi.

Aceste metode impun aplicarea unor reactivi scumpi şi deficitari, iar reactivii folosiţi facilitează corodarea instalaţiei de prelucrare a ţiţeiului datorită acizilor conţinuţi. Pe de altă parte, utilizarea reactivilor chimici necesită cheltuieli mari pentru transportul lor la distanţă.

---

*) Prezentul articol ne-a fost transmis la data de 28 octombrie 1959 în cadrul colaborării ştiinţifice, de către Institutul de energetică al Academiei de Ştiinţe R.S.S.Az. din Baku unde prof. C. M. Djuvarlî, conduce laboratorul de Înaltă tensiune de reţele electrice.

Astfel metodele termochimice au o serie de neajunsuri importante şi de aceea problema elaborării unei metode eficace pentru desemulsionarea ţiţeiurilor pe cale electrică, este foarte actuală.

Principalul avantaj al metodelor electrice de deshidratare a emulsiilor de ţiţei îl constituie eliminarea completă sau aproape completă a suprafeţei de contact utilizată în cazul metodei termochimice precum şi reducerea preţului de cost al operaţiei de deshidratare.

Pentru deshidratarea ţiţeiurilor au fost propuse o serie de metode electrice, însă datorită unor deficienţe inerente, importante, niciuna din aceste metode n-a fost aplicată pe scară largă în industria petroliferă.

Un alt aspect cu totul diferit, îl prezintă problema demineralizării. Pe lîngă metoda de demineralizare termochimică, se aplică şi o metodă electrică cu tensiune înaltă de frecvenţă industrială, combinată cu utilizarea unei cantităţi mici de reactivi. Aceasta se explică prin faptul că la demineralizare, apare o emulsie artificială instabilă în care picăturile de apă dispersate înclină uşor spre coalescenţă sub acţiunea curentului electric.

Demineralizarea în cîmpul electric de frecvenţă industrială are deficienţe esenţiale. Instalaţiile de frecvenţă industrială nu permit folosirea cantităţii mari de apă de spălare necesare pentru demineralizarea înaintată peste 10%. Pe de altă parte, creşterea continuă a cantităţii de apă de spălare conduce la încetarea procesului de coalescenţă datorită apariţiei scurtcircuitului între electrozi la un gradient al cîmpului electric de 2 — 3 kV/cm. Productivitatea acestor instalaţii este redusă, iar creşterea productivităţii implică o creştere considerabilă a gabaritelor instalaţiei [1].

Instalaţiile de demineralizare electrică sînt improprii pentru deshidratarea ţiţeiurilor, deoarece emulsiile naturale de ţiţei sînt stabile, iar conţinutul lor de apă ajunge pînă la cîteva zecimi de procente.

O metodă electrică eficace poate fi elaborată pe baza cercetării multilaterale a procesului de coalescenţă a picăturilor de apă din emulsie dispersate în cîmpul electric.

La Institutul energetic al Academiei de Ştiinţe a R.S.S. Azerbaidjan au fost efectuate cercetări în legătură cu procesul de coalescenţă în cîmpuri electrice cu diferite spectre, obţinîndu-se microfilme cu ajutorul aparatului cinematografic şi al microscopului. Aceste cercetări, unice în felul lor au fost efectuate în cadrul LAFOKI AN. U.R.S.S.*).

Comportarea emulsiei a fost studiată pe cale vizuală cu ajutorul unui ocular telescopic. Spre deosebire de trecut, cercetările efectuate au scos în evidenţă mecanismul de coalescenţă a picăturilor dispersate, în cîmpul electric.

Dacă vom lăsa la o parte interpretarea eronată a lui Eddy [2] şi a altor autori în legătură cu mecanismul de coalescenţă a picăturilor dispersate în cîmpul electric, după reprezentările moderne, coalescenţa are loc datorită apropierii picăturilor opuse sub acţiunea forţelor condiţionate de polarizare.

*) Laboratorul de cercetări prin intermediul procedeelor foto-cinematografice al Academiei de Ştiinţe a U.R.S.S.

Această părere a fost emisă pentru prima oară de F. G. Cottrel [3] iar forța de interacțiune a fost calculată de Krasny-Ergen[4]. Dacă dreapta care unește centrele picăturilor este paralelă cu direcția cîmpului electric, această forță este egală cu

$$F_1 = \mathcal{E}_1 R^3 E_0^2 \frac{\partial f}{\partial \mu} \cdot \frac{\partial \mu}{\partial C}, \tag{1}$$

în care

$\mathcal{E}_1$ — este constanta dielectrică a mediului dispersant,
E_0 — tensiunea cîmpului electric,

$$\operatorname{ch}\mu = \frac{C}{2R},$$

C — distanța dintre centrele picăturilor,
R — raza picăturii,
f — o funcție sub forma sumei unei serii infinite, sumă ce depinde numai de μ.

Se presupune că sub acțiunea forței F, picăturile se apropie pînă la atingere, urmată de distrugerea peliculelor superficiale și de contopirea picăturilor învecinate.

Fără a ține seama de influența picăturilor învecinate se poate ajunge la concluzii eronate folosindu-se formula Krasny-Ergen.

Într-adevăr dacă se consideră că emulsia este monodispersă la un conținut constant de apă, între raza picăturilor și distanța dintre ele va exista o dependență $C = KR$ din care cauză rezultă pentru emulsia cu un grad diferit de dispersie:

$$\mu = \text{arc ch}\,\frac{C}{2R} = \text{const.}$$

și

$$\frac{\partial f}{\partial \mu} = \text{const.}$$

Din expresia (1) se poate obține în acest caz

$$\frac{F_{1\ R=R_1}}{F_{2\ R=R_2}} = \frac{R_1^2}{R_2^2}. \tag{2}$$

Deoarece rezistența mediului este proporțională cu patratul razelor, se poate trage concluzia că pe măsura coalescenței picăturilor, condițiile în care are loc apropierea, rămîn invariabile.

Într-adevăr, concentrația picăturilor are o influență importantă asupra fenomenului de coalescență în sensul îngreunării ei.

Dacă vom nota cu Δt durata de acțiune a curentului electric asupra emulsiei, vom putea scrie

$$F_1 \Delta t = m\,(V'' - V').$$

Avînd în vedere că

$$m = d \frac{4}{3} \pi R^3,$$

în care d este densitatea specifică, iar din (1) $F_1 = K_1 R^2$ şi admiţînd viteza iniţială de mişcare a picăturilor $V' = 0$, obţinem

$$KR^2 \Delta t = d \frac{4}{3} \pi R^3 V'',$$

de unde

$$V'' = \frac{3 K \Delta t}{4 \pi d R}.$$

Avînd în vedere că $C = KR$ rezultă că timpul necesar pentru apropierea picăturilor este egal cu

$$T = \frac{C}{V''} = \frac{K R 4 \pi d R}{3 K \Delta t} = n R^2. \qquad (3)$$

Din ecuaţia (3) rezultă că pentru coalescenţa unor picături mari se cere un timp mult mai mare decît pentru coalescenţa picăturilor mici, cu alte cuvinte sub acţiunea impulsurilor de tensiune şi pe măsura concentrării picăturilor, procesul de deshidratare se înrăutăţeşte în ipoteza producerii coalescenţei datorită apropierii picăturilor, sub acţiunea forţei F. Cu toate acestea însă şi forţele F calculate cu formula Krasny-Ergen fără a ţine seama de influenţa picăturilor învecinate, sînt prea mici pentru a asigura o apropiere destul de rapidă a picăturilor în cursul intervalului scurt de acţiune a curentului electric.

Dacă vom ţine seama însă de acţiunea de echilibrare a forţelor de atracţie a picăturilor învecinate, forţa rezultantă de interacţiune dintre două picături va scade şi mai brusc (la limită în cazul unei distribuţii uniforme a picăturilor din emulsie, această forţă devine egală cu 0) din care cauză în cîmpul electric uniform de tensiune alternativă, coalescenţa picăturilor nu are loc în general.

În realitate, coalescenţa picăturilor are loc indiferent dacă emulsia este monodispersă sau polidispersă sau dacă cîmpul electric este uniform sau neuniform.

Influenţa forţei condiţionate de fenomenul de polarizare se manifestă în alt mod. Sub acţiunea acestei forţe ce diferă în privinţa mărimii de forţa calculată cu formula Krasny-Ergen, are loc o deformare locală importantă a picăturilor, datorită influenţei picăturilor învecinate. În acest caz, în punctele mai apropiate ale picăturilor, unde gradientul cîmpului este maxim, apar alungiri sub forma unor vîrfuri ascuţite (microcanale) care conduc la ruperea peliculelor de protecţie. La vîrfurile acestor microcanale ale picăturilor deformate apar gradiente ce condiţionează (la o oarecare distanţă între aceste vîrfuri) suprapunerea şi contopirea picăturilor.

Gyemant [5] a făcut încercarea de a calcula energia picăturii la deformarea ei cu trecere de la forma sferică la forma unui elipsoid de rotaţie.

Totuși, experiențele nu au verificat calculele teoretice ale lui Gyemant, ceea ce se explică mai ales prin deformarea picăturii într-o formă care diferă mult de un elipsoid.

În cursul coalescenței, în afara forței condiționate de interacțiunea dintre dipolii a două picături, acționează și forțele condiționate de interacțiunea dintre sarcina picăturii și cîmp — forța F_2, precum și forța ce apare sub acțiunea cîmpului uniform asupra dipolului picăturii — forța F_3.

Forța principală ce condiționează procesul de coalescență este forța ce acționează asupra suprafeței picăturilor în urma polarizării acestora. Pe măsura coalescenței, influența acestei forțe scade în mare măsură datorită creșterii distanței dintre picături și a creșterii diametrului acestora.

Forța specifică ce apare pe suprafață sub acțiunea polarizării este egală cu

$$F' = \sigma E.$$

Sarcina specifică pe suprafața picăturilor este la rîndul ei proporțională cu E — intensitatea cîmpului în punctul respectiv.

Forța F_1 crește sensibil la deformarea cîmpului adică la o creștere locală a mărimii E. Aceasta are loc la apariția microcanalelor pe suprafața picăturilor.

La începutul acțiunii cîmpului electric asupra emulsiei, deformația locală a picăturilor este mai intensă datorită dimensiunilor mai mici ale acestora, deoarece vîrfurile microcanalelor ce depășesc picăturile de dimensiuni mai mici, condiționează o neuniformitate relativ mare a cîmpului electric între picături.

Aceasta s-a confirmat prin trasarea, cu ajutorul cuvei electrolitice, a spectrului cîmpului electric între picăturile de diferite diametre în prezența microcanalelor și la distanțe, stabilite corespunzător conținutului de apă din emulsie.

La diametre mari ale picăturilor și la distanțe mari între ele, microcanalele ce apar pe suprafață deformează într-o măsură mult mai mică spectrul cîmpului electric în spațiul dintre picături, din care cauză forța specifică din vîrful microcanalului rezultă mult mai mică la valori mari ale razei R, decît la începutul procesului, cînd diametrele picăturilor sînt mici și distanțele dintre ele sînt neînsemnate. Prin micșorarea acestor forțe se reduce și posibilitatea dezvoltării continue a microcanalelor, ceea ce îngreunează sau face chiar imposibilă continuarea procesului de coalescență. De aici rezultă necesitatea de a se asigura valori mari ale gradientului, la începutul acțiunii cîmpului electric.

În acest fel, cauza fenomenului de coalescență a picăturilor disperse într-un cîmp electric, nu este în fond deplasarea sub acțiunea forței de polarizare a picăturilor, ci deformația considerabilă a picăturilor sub acțiunea acestei forțe. De asemenea, trebuie subliniat că datorită creșterii distanței dintre picături la creșterea diametrului lor sub acțiunea unor impulsuri de scurtă durată, multe din microcanalele apărute nu reușesc să se închidă, în intervalul scurt al acțiunii impulsului de tensiuni. Aceasta

îngreunează în mare măsură fenomenul de coalescență. Pe de altă parte, sub acțiunea mai îndelungată a cîmpului electric, marele număr de microcanale apărute provoacă scurtcircuitarea electrozilor împiedicînd procesul de coalescență. Prin urmare, din punctul de vedere al eficacității procesului de coalescență, există un domeniu optim al acțiunii cîmpului electric.

Procesul de coalescență a fost studiat în cîmpuri electrice uniforme și neuniforme de înaltă tensiune, de curent continuu și alternativ (de frecvență industrială) sub acțiunea undelor de tensiune de impulsie, unipolare și bipolare. Microfotografiile ilustrînd procesul de coalescență în aceste condiții sînt reproduse în figura 1 (*a*,*b*,*c*,*d*,*e*,*f*).

Cercetările în cîmpul produs de o tensiune continuă, ne arată că procesul de coalescență decurge ineficace deoarece la gradiente mici, forțele ce apar între picăturile disperse sînt insuficiente pentru a asigura o coalescență eficace. Pe de altă parte, creșterea gradientului datorită acțiunii neîntrerupte a cîmpului provoacă scurtcircuitarea electrozilor.

Aceste cercetări ne arată că la un conținut ridicat de apă, sub acțiunea neîntreruptă a cîmpului electric, chiar și la gradiente mici, procesul decurge atît de rapid încît în următoarea etapă apare scurtcircuitarea electrozilor. De aici rezultă că este imposibilă obținerea unei coalescențe eficace în cîmpul electric produs de o tensiune continuă.

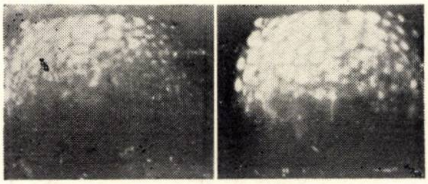
Procesul în cîmpul electric produs de o tensiune alternativă este condiționat de aceleași forțe ca și în cazul cîmpului produs de o tensiune continuă cu singura deosebire că în cîmpul produs de o tensiune alternativă, forța F, condiționează o mișcare oscilatorie a picăturilor disperse. În acest caz, datorită caracterului polidispers al emulsiei, coalescența va avea loc pe întregul volum în spațiul dintre electrozi; astfel, în aceleași condiții, conținutul rezidual de apă va fi mai mic în cîmpul de tensiune alternativă decît în cîmpul produs de o tensiune continuă. Cu toate acestea și în cîmpul produs de o tensiune alternativă (de frecvență industrială), creșterea considerabilă a gradientului la începutul acțiunii cîmpului, provoacă scurtcircuitarea electrozilor, ceea ce duce la încetarea procesului de coalescență.

În acest fel, în cîmpul produs de o tensiune alternativă și cu atît mai mult în cîmpul produs de o tensiune continuă este imposibilă asigurarea condițiilor de deshidratare, îndeosebi la un conținut ridicat de apă.

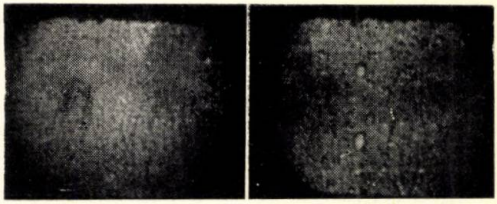
Procesul de coalescență decurge mult mai eficace în cîmpul creat de impulsii de tensiune. Spre deosebire de cîmpul produs de o tensiune alternativă sau continuă, acțiunea impulsurilor de tensiune asupra emulsiei este caracterizată prin durata scurtă de acțiune a cîmpului electric și prin existența unor pauze mari între impulsuri [6].

Datorită duratei mici a impulsurilor și avînd în vedere că în pauzele dintre ele, sub acțiunea forței de tensiune superficială picăturile deformate tind spre o formă sferică, se îngreunează posibilitatea formării unor lanțuri cu așezare compactă. În acest caz, se poate mări în mare măsură gradientul cum și eficacitatea procesului de coalescență.

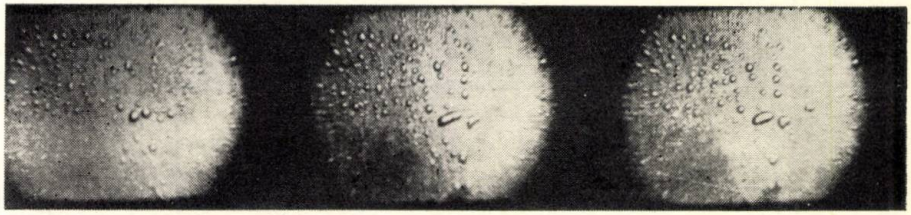
În cîmpul produs de unde de tensiune de impulsie, unipolare, dacă este necesară mărirea duratei de acțiune a cîmpului electric, pentru o



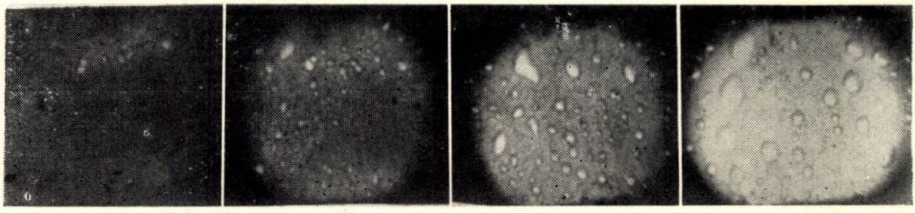
a



b



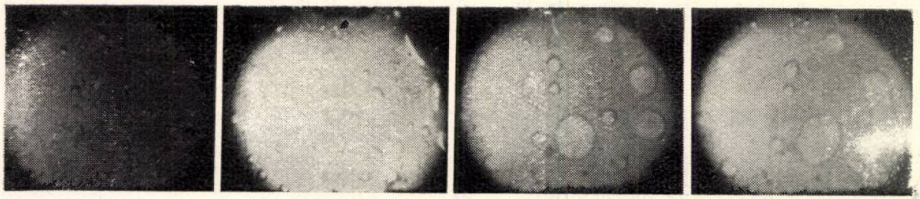
c



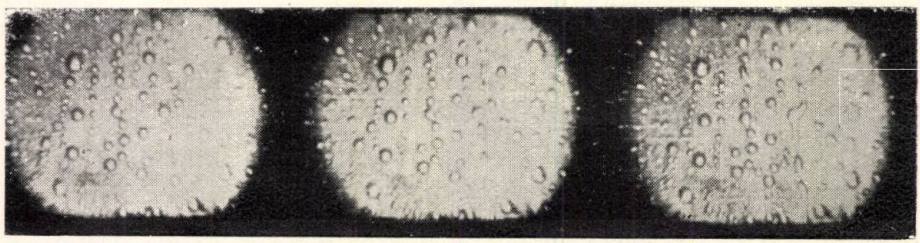
d

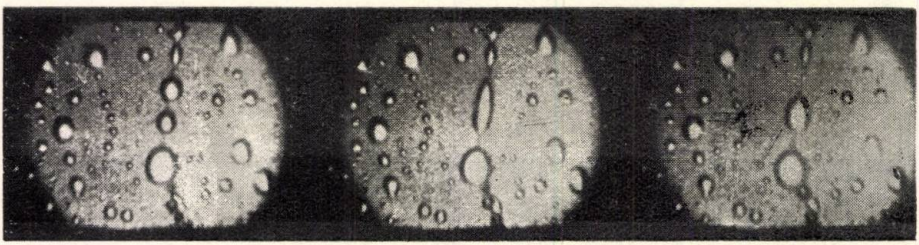
Fig. 1

a. — Cîmp electric uniform de tensiune constantă. Conținut de apă — 30% ; *b.* — Cîmp electric uniform de tensiune alternativă și de frecvență industrială. Conținut de apă —10% ; *c.* — Cîmp electric uniform al undei de tensiune de impulsie unipolare. Conținut de apă —10% ; *d.* — Cîmp electric neuniform al undei de tensiune de impulsie, unipolare. Conținut de apă —10% ;



e





f

Fig. 1

e. — Cîmp electric neuniform al undei de tensiune de impulsie bipolare. Conținut de apă
f. — Cîmp electric uniform al undei de tensiune de impulsie, bipolare. Conținut de apă —

coalescență eficace a unor emulsii mai stabile, apar punți conductoare care provoacă scurtcircuitarea electrozilor și încetarea procesului de coalescență.

Cercetările ulterioare au arătat că procesele de coalescență și deci procesul de deshidratare decurge mai eficace în cîmpul produs de unde de tensiune de impulsie bipolare : acest proces este favorizat și de durata mai mare de acțiune a cîmpului asupra emulsiei, precum și de caracterul oscilant al forței F_2 [7].

Durata de aplicare a tensiunii asupra emulsiei în cazul undelor de tensiune de impulsie, bipolare este suficientă pentru ca forțele F_1, F_2, și F_3 să contribuie la procesul de coalescență.

Cercetările efectuate au evidențiat influența spectrului cîmpului. O coalescență eficace are loc într-un cîmp neomogen [8]. Aceasta trebuie explicat prin influența directă a forței F_3, provocată de neuniformitatea cîmpului. Într-un cîmp neuniform și în porțiunile cîmpului cu valori mari ale gradientului interacțiunea dintre picături va fi fără îndoială mai intensă decît într-un cîmp uniform ; totuși aceasta reprezintă o altă cauză a coalescenței eficace a picăturilor în cîmpul neuniform.

Undele de tensiune de impulsie bipolare pot fi folosite în egală măsură atît la deshidratarea cît și la demineralizarea țițeiurilor [9].

Pe lîngă cercetarea procesului de coalescență în diferite cîmpuri electrice, au fost studiate și procesele de deshidratare și demineralizare a emulsiei în stare statică ; aceste cercetări au fost efectuate în cadrul laboratorului cu ajutorul unui deshidrator electric de tip deschis, folosindu-se diferite probe ale țițeiurilor din regiunea Baku cu conținut diferit de săruri și de apă reziduală.

Aceste cercetări au arătat, de asemenea, că cele mai bune rezultate în privința deshidratării și demineralizării se obțin în cîmpul produs de unde de tensiune de impulsie bipolare.

S-au stabilit indicii principali care asigură eficacitatea deshidratării și demineralizării : durata de acțiune a cîmpului, mărimea gradientului cîmpului, spectrul cîmpului, calitatea și conținutul optim de apă de de spălare, gradul de dispersie al emulsiei etc.

S-a stabilit că pentru o deshidratare eficace trebuie să se creeze o turbulență a curentului de emulsie în cîmpul electric.

Procesul de deshidratare a emulsiei în cîmpul produs de unde de tensiune de impulsie, unipolare și bipolare, a fost cercetat la o instalație semiindustrială avînd o productivitate de 1 000 t/zi, amenajată la uzina de desemulsionare nr. 3 al direcției C.P.U. AZIZBECOVNEFT a Ministerului Industriei Petrolifere din R.S.S. Azerbaigian [10], [11].

Schema electrică a instalației este reprodusă în figura 2. Notațiile din această figură sînt următoarele :

T — transformator de 15 kVA, 0,22/55 kV,
R — rezistența de încărcare — 250 kΩ,
C — baterie de condensatoare cu capacitatea de 0,01 μF,
P — interval de descărcare,
E_c — eclator sferic de măsurare,
r — rezistența de protecție de 25 kΩ pentru eclatorul de măsură

C_1, C_2 — divizor de tensiune pentru oscilograf,
D — deshidrator electric de tip deschis (fig. 3).

Principiul de funcționare a instalației este următorul:

La fiecare semiperioadă a tensiunii de frecvență industrială bateria de condensatoare C este încărcată prin rezistența R alternativ pînă la ten-

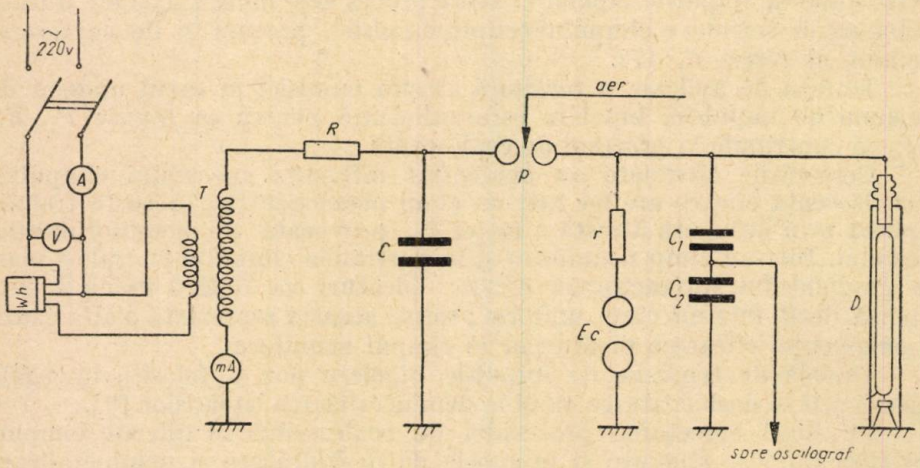


Fig. 2. — Schema electrică de principiu.

siunea U_{c_m} care este ceva mai mică decît amplitudinea tensiunii de alimentare; variația acestei tensiuni în regim tranzitoriu este descrisă de ecuația

$$U_c = U_m \frac{X_c}{\sqrt{R^2 + X_c^2}} \left[e^{-\frac{t}{RC}} \cos \varphi - \cos(\omega t + \varphi) \right]. \qquad (4)$$

Cînd tensiunea U_c ajunge la valoarea ei maximă, se întrerupe intervalul de descărcare și aproape întreaga tensiune U_{c_m} se aplică emulsiei.

Emulsia reprezintă de fapt o rezistență activă și de aceea descărcarea condensatorului care are loc în emulsie se face după o lege exponențială; cînd intervalul de descărcare este străpuns, curentul ce va trece prin el va fi în fază cu tensiunea sursei. În clipa în care curentul trece prin zero sub acțiunea unui jet de aer, are loc stingerea arcului și începe reîncărcarea condensatorului. Cînd tensiunea condensatorului atinge valoarea U_{c_m} intervalul de descărcare va fi din nou străpuns și procesul se va repeta.

Față de parametrii instalației $X_c = 320$ kohm și $R = 250$ kohm rezultă din expresia (4) că în clipa străpungerii intervalului de descărcare componenta tranzitorie a tensiunii scade aproape la zero, iar tensiunea maximă a condensatorului devine practic egală cu valoarea ei în regim staționar, adică:

$$U_{c_m} = \frac{X_c}{Z} \cdot U_m.$$

Schema tehnologică a instalației este reprodusă în figura 4. Din rezervorul *1* emulsia este pompată de pompa 6 spre cuptor; emulsia încălzită în cuptor este trimisă spre deshidratorul electric 5 unde este supusă acțiunii curentului electric. Din acest aparat emulsia ajunge în rezervorul *2* unde are loc decantarea ei. Această schemă permite atît funcționarea neîntreruptă a instalației cît și o funcționare de scurtă durată folosindu-se rezervoarele de capacitate mică; această schemă permite de asemenea efectuarea desemulsionării secundare.

În cursul cercetărilor s-au putut studia principalele regimuri electrice și tehnologice ale instalației.

Indicii medii de funcționare ai instalației sînt următorii:

Temperatura de încălzire a emulsiei — 60°C; gradientul mediu al cîmpului din deshidratorul electric 25—30 kV/cm; durata de menținere a emulsiei în cîmpul electric 2 s; durata de decantare 2 ore; temperatura de decantare 40°C; puterea consumată în instalație circa 5 kW; debitul instalației 1 000 t/zi.

Au fost supuse acțiunii cîmpului electric, emulsiile țițeiurilor „NPU" Artemneft și Buzovnîneft.

Sub acțiunea cîmpului produs de unde tensiunea de impulsie unipolare se desfășoară cu succes operațiile de deshidratare a emulsiilor de la țițeiurile „NPU" Artemneft; rezultate similare s-au obținut și pentru emulsiile țițeiurilor „NPU" Azizbecovneft (tabela 1).

Tabela 1

Nr. crt.	Locul de extracție a emulsiei	Debitul instalației t/h	Conținutul de apă	
			din emulsie	după desemulsionare
1	NPU Artemneft	40	15,2	1,6
2	„	20	18,0	1,6
3	„	20	18,5	1,8
4	„	20	16,3	0,4
5	„	20	17,0	1,6
6	NPU Buzovnîneft	20	12,0	2,8
7	„	20	10,4	2,6
8	„	20	10,0	3,0
9	„	20	12,0	3,2
10	„	20	19,4	3,6

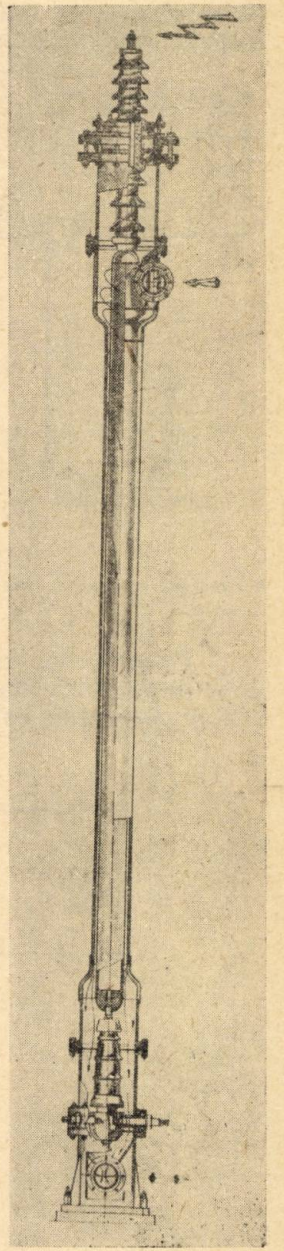


Fig. 3. — Deshidrator electric.

Pentru emulsia extrem de stabilă a țițeiului de la Buzovnîneft de calitate superioară (celelalte condiții rămînînd neschimbate) s-a reușit să se obțină un țiței de calitate superioară sub acțiunea unor unde de impulsie bipolare (tabela 2).

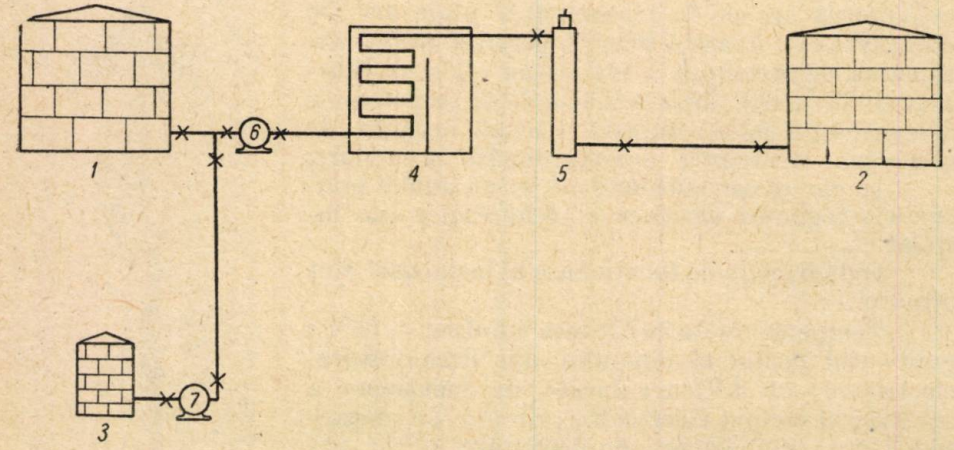


Fig. 4. — Schema tehnologică de principiu.

1 — rezervor de țiței; *2* — rezervor de decantare; *3* — dozator; *4* — cuptor; *5* — deshidrator electric; *6* — pompă de țiței; *7* — pompă cu contacte.

Rezultatele obținute ne arată că spre deosebire de instalația cu unde de impulsie unipolare, la instalații de impulsie cu polaritate variabilă se pot obține condiții de calitate pentru emulsii foarte stabile.

Tabela 2

Nr. crt.	Debitul instalației t/h	Conținutul de apă în procente	
		din emulsie	după desemulsionare
1	33,0	23,0	2,2
2	37,0	11,0	0,9
3	37,0	10,0	0,6
4	38,0	11,0	1,2
5	38,0	8,6	1,6
6	34,0	10,0	2,0
7	38,0	11,1	1,7
8	39,5	22,0	1,2
9	38,0	22,0	0,7
10	37,0	14,4	2,0
11	37,0	14,0	1,0

S-a cercetat de asemenea influența unei cantități mici de reactivi chimici asupra rezultatului final al deshidratării, deoarece în unele cazuri

pentru emulsii foarte vîscoase precum și pentru o eventuală reducere a cantității de apă reziduală pînă la fracțiuni de procente, este necesar să se folosească o cantitate mică de reactivi chimici — pînă la 10% din cantitatea folosită cu metoda termochimică. Academicianul P. A. Rebinder ne-a arătat necesitatea unei asemenea cercetări.

Acad. P. A. Rebinder subliniază că „Cercetarea mecanismului de formare și de distrugere a emulsiilor pe baza conceptelor moderne fizico-chimice demonstrează în mod convingător că pentru o desemulsionare eficace prin orice procedeu cunoscut (metode electrice, termice etc.) este necesară și introducerea unor adaosuri de cantități optime de reactivi de desemulsionare. Metoda chimică trebuie să facă parte integrantă din orice procedeu rațional de distrugere a emulsiilor de țiței pentru a contribui întotdeauna într-o oarecare măsură la intensificarea procesului de desemulsionare" [12].

Valabilitatea acestor indicații ale lui Rebinder este indiscutabilă, deoarece din descrierea mecanismului de coalescență făcută de noi mai sus rezultă nemijlocit că este imposibilă reducerea cantității de apă reziduală din emulsie pînă la fracțiuni de procente numai prin acțiunea izolată a cîmpului electric.

Experiențele efectuate au arătat că în cîmpul produs de unde de impulsie bipolare, o cantitate mică de reactivi chimici adăugați (pînă la 10% din cantitatea folosită la metoda chimică) reduce conținutul de apă reziduală pînă la 0,5%.

Pe baza cercetărilor efectuate a fost elaborată o instalație industrială care permite să se efectueze cu succes operația de deshidratare a unor emulsii stabile cu conținut mare de apă; instalația are o funcționare sigură, gabarite reduse și o productivitate egală cu productivitatea instalațiilor moderne ce funcționează după metoda termochimică.

În momentul de față la schela petroliferă NPU Sirvanneft a fost construită, iar la NPU Arteneft și Buzovnîneft se prevede construcția unei instalații de deshidratare electrică cu un debit de 3 000 t/zi utilizînd schema cu unde de impulsie bipolare.

Acest tip de instalație poate fi utilizat cu succes și la demineralizarea țițeiurilor, cu un conținut optim de apă de spălare de 15%. De asemenea, a fost elaborată o variantă a schemei tehnologice recomandate, pentru demineralizarea țițeiurilor.

Față de perspectivele vaste ce se deschid metodei cu unde de impulsie bipolare, pentru deshidratarea și demineralizarea țițeiurilor, Institutul de geologie și de prelucrare a combustibililor fosili al Academiei de Științe din U.R.S.S. a recomandat Comitetului de Stat al Planificării din U.R.S.S. precum și Comitetului de Stat pentru tehnică al R.S.F.S. această metodă, la discutarea căilor pentru sporirea eficacității metodelor existente de pregătirea și prelucrarea țițeiurilor.

În încheiere, trebuie subliniat că nu sînt încă epuizate toate posibilitățile de utilizare a acțiunii cîmpului electric asupra emulsiilor. Ar putea fi elaborate și metode electrice combinate, etc. Aceste probleme sînt

studiate îndeosebi la Institutul de energetică al Academiei de Ştiinţe din Azerbaidgian.

La prezenta lucrare, au participat colaboratorii autorului, candidaţii în ştiinţe tehnice N. V. Primova şi T. Amelikova precum şi şeful serviciului de pregătire şi de pompare a ţiţeiului din cadrul Ministerului Industriei Petrolifere al R.S.S. Azerbaidgian – ing. K. N. Aliev.

ЭЛЕКТРОИМПУЛЬСНЫЙ МЕТОД ОБЕЗВОЖИВАНИЯ НЕФТИ

РЕЗЮМЕ

На основании критического анализа известных методов обезвоживания и обессоливания нефти, автор подчеркивает в настоящей статье актуальность вопроса разработки электрических методов обезвоживания сырой нефти. Приводятся результаты исследований, произведенных в энергетическом институте Акад. Наук АзССР в г. Баку, в связи с процессом коалесценции в различных электрических полях различных конфигураций постоянного и переменного тока (промышленной частоты) под влиянием импульсных напряжений униполярной и биполярной волны; дальше дается теоретическое интерпретирование этих результатов. Эти исследования показали, что процесс коалесценции развивается более эффективно в поле, созданном импульсным напряжением. На основании этих исследований разработана промышленная установка, позволяющая подвергать успешному обезвоживанию стойкие и сильные обводненные нефтянные эмульсии; установка надежна в работе, малогабаритна и имеет производительность современных установок, работающих по термохимическому методу.

На основании электроимпульсной схемы, описываемой в данной работе, проектируется сейчас в СССР установка производительностью около 3000 т/сутки.

В заключение автор подчеркивает, что все возможности этого метода еще не исчерпаны. Могут быть разработаны и комбинированы электрические методы и т. д.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — *a* — равномерное электрическое поле постоянного напряжения; содержание воды 30 %; *b* — токи переменного напряжения и промышленной частоты. Содержание воды 10 %; *c* — неравномерное электрическое поле импульсного напряжения униполярной волны; содержание воды 10 %; *d* — неравномерное электрическое поле импульсного напряжения униполярной волны; содержание воды 10 %; *e* — токи импульсного напряжения биполярной волны; содержание воды 10 %; *f* — равномерное электрическое поле импульсного напряжения биполярной волны; содержание воды 10 %.

Рис. 2. — Электрическая принципиальная схема.
Рис. 3. — Электродегридатор.
Рис. 4. — Принципиальная технологическая схема; *1* — бак для нефти; *2* — отстойный бак; *3* — дозатор; *4* — печь; *5* — электродегидратор; *6* — насос для подачи нефти; *7* — контактный насос.

DÉSHYDRATATION DU PÉTROLE BRUT PAR LA MÉTHODE DES CHOCS ÉLECTRIQUES

RÉSUMÉ

En partant de l'analyse critique des méthodes connues de déshydratation et de déminéralisation du pétrole brut, l'auteur fait ressortir l'actualité du problème de l'élaboration de méthodes électriques pour la déshydratation et la déminéralisation des pétroles bruts. A cette fin, on a effectué à l'Institut d'Énergétique de l'Académie des Sciences de la République Socialiste Soviétique d'Azerbaïdjan, des recherches sur le processus de coalescence dans des champs électriques à spectres divers. L'auteur fait un exposé critique des théories actuelles et indique les résultats des recherches expérimentales sur le processus de coalescence dans des champs électriques, uniformes et non uniformes, produits par des courants continus et alternatifs (à fréquence industrielle) sous l'action d'ondes de tension de choc, unipolaires et bipolaires, tout en fournissant l'interprétation théorique de ces résultats.

Les recherches effectuées prouvent que le processus de coalescence est bien plus efficace s'il a lieu dans un champ créé par des chocs de tension et dans un champ non uniforme. Ces recherches, complétées par l'étude des processus de déshydratation et de déminéralisation à l'état statique, ainsi que par l'étude, dans une installation semi-industrielle, de ces processus dans un champ produit par des ondes de tension de choc, uni- et bipolaires ont abouti à la réalisation d'une installation industrielle, permettant l'exécution avec succès des opérations de déshydratation de certaines émulsions stables à grande teneur en eau. L'installation jouit d'un fonctionnement sûr, son encombrement est petit et sa productivité égale à celle des installations modernes utilisant la méthode termo-chimique. Une telle installation a été construite, selon le schéma à ondes de choc bipolaires, en U.R.S.S., où l'on prévoit la construction de plusieurs autres installations de déshydratation électrique ayant des débits de 3000 tonnes par jour. En outre, on a élaboré une variante du schéma technologique, recommandé pour la déminéralisation du pétrole brut.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — *a.* — Champ électr'que uni formed'une tension constante. Teneur en eau 30 %; *b.* — Champ électrique uniforme d'une tension alternative, de fréquence industrielle. Teneur en eau 10 %; *c.* — Champ électrique uniforme d'une onde de tension de choc, unipolaire. Teneur

en eau 10%; *d.* — Champ électrique non uniforme d'une onde de tension de choc, unipolaire. Teneur en eau 10%; *e.* — Champ électrique non uniforme d'une onde de tension de choc, bipolaire. Teneur en eau 10%; *f.* — Champ électrique uniforme d'une onde de tension de choc, bipolaire. Teneur en eau 10%.

Fig. 2. — Schéma électrique de principe.

Fig. 3. — Déshydrateur électrique.

Fig. 4. — Schéma technologique de principe : *1* — Réservoir de pétrole brut ; *2* — Réservoir de décantation ; *3* — Doseur ; *4* — Four ; *5* — Déshydrateur électrique ; *6* — Pompe à pétrole ; *7* — Pompe à contacts.

BIBLIOGRAFIE

1. * * *, Petroleum World, October 1950, p. 20—23.
2. EDDY W. O. and H. C., Discussion Electrical Dehydration of Crude Oil, Ind. End. Chim., 1921, vol. 13, p. 1013.
3. COTTREL F. G., BUCHNER H., Speed and allen wright U.S.P. 9871/IV—17, 1911.
4. KRASNY-ERGEN, Ann. Phys. B-27. H—5, S—450.
5. GYEMANT, Zeit. Phys B—39, S—789, 1925.
6. ДЖУВАРЛЫ Ч. М., КЛИМОВА Н. В., МЕЛИКОВА Л. А., Обезвоживание нефтяных эмульсий импульсным напряжением. Доклады АН Азерб. ССР, № 4, 1952.
7. МЭЛИКОВА Т. Э., Електрик са элэриндэ эмульсияларын коалесенсия лашма просесинин тэдгиги. Азэрб. ССР Е. А. Хебэрлэри, 1958, № 4.
8. ДЖУВАРЛЫ Ч. М., КЛИМОВА Н. В., Исследование электродегидраторов лабораторного типа. Ученые записки АГУ, № 2, 1952.
9. ДЖУВАРЛЫ Ч. М., МЕЛИКОВА Т. А., Экспериментальное исследование процесса обессоливания нефтей в поле импульсного напряжения. Москва, Энергетический бюллетень, № 4, 1954.
10. ДЖУВАРЛЫ Ч. М., ЕРЕМИН К. А., КЛИМОВА Н. В., Исследование электрического метода обезвоживания нефтяных эмульсий импульсным напряжением. Москва, Энергетический бюллетень, № 1, 1953.
11. ДЖУВАРЛЫ Ч. М., АЛИЕВ К. М., КЛИМОВА Н. В., Обезвоживание нефтей импульсным напряжением биполярной волны. АНХ, № 5, 1958.
12. ТОНКОШУРОВ В. Н., СЕРБ-СЕРБИНА и СМИРНОВА А. М., Основы химического деэмульгирования нефтей. Гостехиздат, М. — Л., 1946.

GENERATORUL ECHIVALENT AL MAI MULTOR MAŞINI SINCRONE ÎN REGIMURI TRANZITORII ELECTROMAGNETICE. I *)

DE

F. MANEA

Posibilitatea înlocuirii mai multor maşini electrice prin una echivalentă are o deosebită importanţă practică la studiul, prin calcul sau cu modele, al sistemelor electroenergetice complexe.

În cazul cînd lucrează în paralel maşini sincrone constructiv identice şi în aceleaşi condiţii de funcţionare, problema posibilităţii echivalenţei este evidentă. Deoarece în general maşinile diferă constructiv şi funcţional, iar o rezolvare corespunzătoare a echivalenţei nu este posibilă, problema se poate soluţiona numai în condiţii particulare şi în moduri deosebite, după natura problemei şi gradul de precizie cerut. Astfel, pentru cazul funcţionării în regim permanent sau tranzitoriu electromecanic (în calculele de stabilitate) şi tranzitoriu electromagnetic (la scurt circuite) se admite ipoteza unor unghiuri relative, dintre vectorii de tensiuni electromotoare interne, ale maşinilor sincrone de echivalat, constante [1], [2].

La studiul supratensiunii prelungite şi stabilităţii statice, echivalenţa mai multor maşini se face în ipoteza puterilor primare constante [3], [4], [5].

În cele ce urmează vom încerca să rezolvăm problema determinării maşinii sincrone echivalente din punct de vedere electromagnetic, care să poată substitui mai multe maşini sincrone în regimuri tranzitorii de scurtă durată. Se urmăreşte în fond determinarea tensiunilor electromotoare interne, a reactanţelor şi a constantelor de timp ale unei maşini care să poată înlocui un întreg ansamblu în fenomene tranzitorii cauzate de perturbaţii externe (scurtcircuite, sincronizare, autosincroni-

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 28 ianuarie 1959.

zare sau în general orice fenomen de conectare sau deconectare) pentru intervale de timp de scurtă durată.

Problema echivalenței în regimuri tranzitorii electromagnetice nu este soluționată riguros în literatură fiind considerată ca „formidabil de dificilă" [6].

Rezolvarea problemei propuse se poate face numai pe baza cunoașterii regimurilor tranzitorii de curenți (la tensiuni impuse) ale mai multor mașini sincrone ce funcționează în paralel. Pentru determinarea acestora se folosește calculul operațional bazat pe transformata Laplace (ținînd seama de condițiile inițiale), scrierea matricială a sistemelor de ecuații, sistemul coordonatelor vectorilor reprezentativi rezultanți și descompunerea permeanțelor operaționale în fracții simple.

Din identificarea curenților mașinii echivalente și ai întregului ansamblu, rezultă expresiile mărimilor căutate.

ECUAȚIILE OPERAȚIONALE ALE TENSIUNILOR ȘI CURENȚILOR MAȘINII SINCRONE

Presupunem cunoscute ecuațiile operaționale ale tensiunilor la bornele înfășurărilor induse ca funcții de impedanțele operaționale ale mașinii și curenții operaționali ai înfășurărilor respective [7].

În sistemul de referință rectangular al axelor fixate de inductor (d, q), ales astfel încît pentru funcționarea staționară ca generator diagrama vectorială a curenților și tensiunilor să aibă formă uzuală (vezi figura), ecuațiile regimurilor tranzitorii, care ne interesează sînt următoarele :

$$\begin{vmatrix} -\Delta u_d(p) \\ -\Delta u_q(p) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \omega L_d(p) & R + pL_q(p) \\ R + pL_d(p) & -\omega L_q(p) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \Delta i_d(p) \\ \Delta i_q(p) \end{vmatrix} \tag{1}$$

S-a notat prin : $\Delta u_d(p) = u_d(p) - \frac{u_{d0}}{p}$; $\Delta u_q(p) = u_q(p) - \frac{u_{q0}}{p}$;

$\Delta i_d(p) = i_d(p) - \frac{i_{d0}}{p}$; $\Delta i_q(p) = i_q(p) - \frac{i_{q0}}{p}$

adică s-au pus în evidență variațiile tensiunilor, respectiv curenților față de regimul inițial din funcționarea permanentă anterioară.

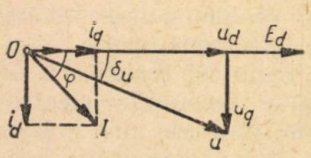


Diagrama vectorială a curenților și tensiunilor pentru funcționarea în regim permanent a mașinii sincrone.

$L_d(p)$ și $L_q(p)$ reprezintă inductanțele operaționale corespunzătoare celor două direcții principale de simetrie magnetică ale mașinii [7]. R este rezistența indusului, iar ω viteza unghiulară de rotație. Nu se va folosi însă sistemul de coordonate al teoriei celor două reacții, deoarece ipoteza generală că inductoarele mașinilor de echivalat, anizotrope, nu au aceleași

direcţii ale axelor principale de simetrie necesită determinarea prealabilă, mai dificilă, a axelor principale de simetrie pentru întregul ansamblu şi raportarea ecuaţiilor fiecărei maşini la aceste axe, ceea ce îngreunează scrierea ecuaţiilor şi rezolvarea problemei.

Pentru a trece la coordonatele vectorilor reprezentativi rezultanţi fixaţi de inductor, vom face schimbarea de variabile definită de ecuaţiile (2)

$$\begin{vmatrix} (\Delta u,\ \Delta i)\ e^{-j\theta} \\ (\Delta u^{\star}, \Delta i^{\star})\, e^{j\theta} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & -j \\ 1 & +j \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \Delta u_d, \Delta i_q \\ \Delta u_q, \Delta i_d \end{vmatrix} \tag{2}$$

Axa longitudinală (d) a maşinii formează unghiul θ faţă de noua axă de referinţă.

Pe baza transformărilor definite de ecuaţiile (2) sistemul (1) devine

$$\begin{vmatrix} \Delta u(p) \\ \Delta u^{\star}(p) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} R + (p + j\omega) L_{\Sigma}(p) & -(p + j\omega)\, e^{2j\theta} L_{\Delta}(p) \\ -(p - j\omega)\, e^{-2j\theta} L_{\Delta}(p) & R + (p - j\omega) L_{\Sigma}(p) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \Delta i(p) \\ \Delta i^{\star}(p) \end{vmatrix} \tag{3}$$

S-a notat prin : $L_{\Sigma}(p) = \dfrac{L_d(p) + L_q(p)}{2}$; $L_{\Delta}(p) = \dfrac{L_d(p) - L_q(p)}{2}$.

Dacă rezistenţa R este mică faţă de reactanţe aşa cum este cazul la maşinile de mare putere, inversarea sistemului (3) permite exprimarea curenţilor ca funcţii de tensiuni în forma următoare :

$$\Delta i(p) = \frac{\Delta u(p)}{p + \alpha + j\omega} \Lambda_{\Sigma}(p) + \frac{\Delta u^{\star}(p)}{p + \alpha - j\omega} e^{2j\theta} \Lambda_{\Delta}(p), \tag{4}$$

$$\Delta i^{\star}(p) = \frac{\Delta u(p)}{p + \alpha + j\omega} e^{-2j\theta} \Lambda_{\Delta}(p) + \frac{\Delta u^{\star}(p)}{p + \alpha - j\omega} \Lambda_{\Sigma}(p).$$

Constanta de amortizare (inversa constantei de timp) a componentelor aperiodice α, are expresia $\alpha = \dfrac{R}{2}\left(\dfrac{1}{L_d''} + \dfrac{1}{L_q''}\right)$ L_d'' şi L_q'' sînt inductanţele supratranzitorii.

Permeanţele operaţionale $\Lambda_{\Sigma}(p)$, $\Lambda_{\Delta}(p)$ au expresiile $\Lambda_{\Sigma}(p) = \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{1}{L_d(p)} + \dfrac{1}{L_q(p)}\right)$ respectiv $\Lambda_{\Delta}(p) = \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{1}{L_q(p)} - \dfrac{1}{L_d(p)}\right)$.

Deoarece constantele de amortizare (determinate din încercarea în scurtcircuit) au valorile tranzitorii mici faţă de cele supratranzitorii,

permeanțele operaționale se pot descompune în fracții simple [8] ca mai jos

$$\Lambda_\Sigma(p) = \frac{1}{2}\left(\Lambda_q + \Lambda_d + \Delta\Lambda'_q \frac{p}{p+\alpha'_q} + \Delta\Lambda'_d \frac{p}{p+\alpha'_d} + \Delta\Lambda''_d \frac{p}{p+\alpha''_d}\right),$$

$$\Lambda_\Delta(p) = \frac{1}{2}\left(\Lambda_q - \Lambda_d + \Delta\Lambda'_q \frac{p}{p+\alpha'_q} - \Delta\Lambda'_d \frac{p}{p+\alpha'_d} - \Delta\Lambda''_d \frac{p}{p+\alpha''_d}\right),$$

unde s-a notat cu

$$\Delta\Lambda'_q = \frac{1}{L'_q} - \frac{1}{L_q};\quad \Delta\Lambda'_d = \frac{1}{L'_d} - \frac{1}{L_d};\quad \Delta\Lambda''_d = \frac{1}{L''_d} - \frac{1}{L'_d}.$$

VARIAȚIILE DE CURENT LA CONECTAREA ASINCRONĂ A MAȘINII SINCRONE

Pentru găsirea echivalenței propuse, vom considera cazul conectării la un sistem *infinit* a mai multor mașini ce funcționează în paralel, rotindu-se cu viteza ω. Ele au o tensiune comună la borne, al cărei vector reprezentativ exprimat în raport cu o axă fixată de inductor va fi $\overline{U} = U e^{-j\delta u}$.

Sistemul infinit, are vectorul reprezentativ al tensiunii sale, raportat la același sistem de referință, $\overline{V} e^{-jst} = V e^{-j\delta v} e^{-jst}$.

Alunecarea s, va fi considerată pozitivă cînd sistemul infinit are viteza unghiulară ω_∞ luată drept unitate, $\omega_\infty = 1$ mai mică decît aceea a mașinilor în paralel $s = \dfrac{\omega - \omega_\infty}{\omega_\infty}$.

Vom avea deci, $\Delta u(p) = \dfrac{\overline{V}}{p+js} - \dfrac{\overline{U}}{p}$.

Deoarece curenții datoriți tensiunii u se pot obține ca un caz particular ($\delta_u = \delta_e$, $s = 0$), ai celor proveniți din acțiunea tensiunii v, va fi suficientă (pentru studiul echivalenței) determinarea regimului tranzitoriu la autosincronizare, prin trecerea la funcția original a expresiei

$$\Delta i(p) \simeq \frac{\overline{V}}{(p+js)[p+\alpha-j(1+s)]}\frac{1}{2}\left[\Lambda_q + \Lambda d + \Delta\Lambda'_q \frac{p}{p+\alpha'_q} + \right.$$

$$\left. + \Delta\Lambda'_d \frac{p}{p+\alpha'_d} + \Delta\Lambda''_d \frac{p}{p+\alpha''_d}\right] +$$

$$+ \frac{\overline{V}^*}{(p-js)[p+\alpha+j(1+s)]}\frac{1}{2}\left[\Lambda_q - \Lambda d + \Delta\Lambda'_q \frac{p}{p+\alpha'_q} - \right. \tag{5}$$

$$\left. - \Delta\Lambda'_d \frac{p}{p+\alpha'_d} - \Delta\Lambda''_d \frac{p}{p+\alpha''_d}\right].$$

Rezultă

$$
\begin{aligned}
j\Delta i(t) \simeq{}& \frac{\overline{V}e^{-jst}}{2}\left[\Lambda_q+\Lambda_d+\frac{\Delta\Lambda'_q}{1+j\frac{\alpha'_q}{s}}+\frac{\Delta\Lambda'_d}{1+j\frac{\alpha'_d}{s}}+\frac{\Delta\Lambda''_d}{1+j\frac{\alpha''_d}{s}}\right]-\\
&-\frac{\overline{V}^*e^{jst}}{2}\left[\Lambda_q-\Lambda_d+\frac{\Delta\Lambda'_q}{1-j\frac{\alpha'_q}{s}}+\frac{\Delta\Lambda'_d}{1-j\frac{\alpha'_d}{s}}+\frac{\Delta\Lambda''_d}{1-j\frac{\alpha''_d}{s}}\right]+\\
&+\frac{\overline{V}}{1+s}\frac{1}{2}\left[\frac{\Delta\Lambda'_q e^{-\alpha'_q t}}{1-j\frac{s}{\alpha'_q}}+\frac{\Delta\Lambda'_d e^{-\alpha'_d t}}{1-j\frac{s}{\alpha'_d}}+\frac{\Delta\Lambda''_d e^{-\alpha''_d t}}{1-j\frac{s}{\alpha''_d}}\right]- \qquad (6)\\
&-\frac{\overline{V}^*}{1+s}\frac{1}{2}\left[\frac{\Delta\Lambda'_q e^{-\alpha'_q t}}{1+j\frac{s}{\alpha'_q}}+\frac{\Delta\Lambda'_d e^{-\alpha'_d t}}{1+j\frac{s}{\alpha'_d}}+\frac{\Delta\Lambda''_d e^{-\alpha''_d t}}{1+j\frac{s}{\alpha''_d}}\right]-\\
&-\overline{V}\frac{\Lambda'_q+\Lambda''_d}{2}e^{-\alpha t}\cdot e^{-j(1+s)t}+\overline{V}^*\frac{\Lambda'_q-\Lambda''_d}{2}e^{-\alpha t}\cdot e^{j(1+s)t}.
\end{aligned}
$$

CONDIȚIILE POSIBILITĂȚII ECHIVALENȚEI ȘI DETERMINAREA PARAMETRILOR CARACTERISTICI

Generatorul echivalent căutat, va avea un vector reprezentativ al curentului $\Delta i(t)=\sum_k \Delta i_k(t)$ care se va exprima în funcție de vectorii reprezentativi ai tensiunilor, parametrii săi caracteristici (permeanțe, constante de atenuare), alunecare, timp etc. conform expresiei (6).

Desigur că datorită dependenței neliniare a vectorului curent ca funcție de timp nu este posibilă, în general, stabilirea unei echivalențe. De aceea, vom căuta condiții particulare în care să fie posibilă determinarea unei mașini echivalente.

Dacă axele principale de izotropie nu coincid (θ_k diferiți) va rezulta o mașină echivalentă cu mai multe perechi de axe principale : una pentru regim permanent (corespunzător unei valori a alunecării s), alta pentru componentele aperiodice și, o a treia, pentru cele tranzitorii și supratranzitorii. În ultimele cazuri va exista o dependență a direcțiilor principale și de timp.

Ca o exemplificare vom determina permeanțele și direcțiile principale pentru cazul cel mai simplu de funcționare sincronă ($s=0$) în regim permanent.

Din identificarea vectorului curent al generatorului echivalent cu suma vectorilor curenți ai generatoarelor de echivalat rezultă

$$\Lambda_q + \Lambda_d = \sum_k (\Lambda_{qk} + \Lambda_{dk}),$$

$$(\Lambda_q - \Lambda_d)\, e^{2j\theta} = \sum_k (\Lambda_{qk} - \Lambda_{dk})\, e^{2j\theta_k}.$$

Dacă axa de referință coincide cu direcția principală longitudinală a întregului ansamblu, $e^{2j\theta} = 1$ iar $\Lambda_q - \Lambda_d = \sum_k (\Lambda_{qk} - \Lambda_{dk}) \cos 2\theta_k$.

Se poate arăta ușor că una din direcțiile principale corespunde condiției $\sum_k (\Lambda_{qk} - \Lambda_{dk}) \sin 2\theta_k = 0$, adică este determinată chiar de către orientarea vectorului $\sum_k (\Lambda_{qk} - \Lambda_{dk})\, e^{2j\theta_k}$.

Rezultă în acest caz,

$$2\Lambda_d = \sum_k (\Lambda_{qk} + \Lambda_{dk}) - \sum_k (\Lambda_{qk} - \Lambda_{dk}) \cos 2\theta_k,$$

$$2\Lambda_q = \sum_k (\Lambda_{qk} + \Lambda_{dk}) + \sum_k (\Lambda_{qk} - \Lambda_{dk}) \cos 2\theta_k.$$

Se remarcă ușor efectul reducerii anizotropiei datorită unghiurilor θ_k. Pentru $\theta_k = \frac{\pi}{4}$ anizotropia este nulă ($\Lambda_q = \Lambda_d$) ansamblul comportîndu-se ca o mașină cu poli netezi.

În mod analog, se stabilesc axele principale și pentru alte grupuri de termeni menționate anterior.

Prin urmare, posibilitatea echivalenței adică determinarea parametrilor unei mașini unice care să aibă numai două direcții principale (aceleași pentru componentele aperiodice, supratranzitorii, tranzitorii și permanente) impune în mod necesar, ipoteza θ_k = același.

Dacă direcțiile principale coincid, putem lua ca axă de referință pentru exprimarea vectorilor curent și tensiune ai fiecărei mașini, direcția axei longitudinale și în acest caz $\theta_k = 0$.

Identificarea termenilor corespunzători regimului permanent conduce la ecuațiile de determinare a parametrilor respectivi

$$\Lambda_q = \sum_k \Lambda_{qk}, \quad \Lambda_d = \sum_k \Lambda_{dk}, \quad \frac{\Delta\Lambda'_q}{1 + j\frac{\alpha'_q}{s}} = \sum_k \frac{\Delta\Lambda'_{qk}}{1 + j\frac{\alpha'_{qk}}{s}},$$

$$\frac{\Delta\Lambda'_d}{1 + j\frac{\alpha'_d}{s}} = \sum_k \frac{\Delta\Lambda'_{dk}}{1 + j\frac{\alpha'_{dk}}{s}}, \quad \frac{\Delta\Lambda''_d}{1 + j\frac{\alpha''_d}{s}} = \sum_k \frac{\Delta\Lambda''_{dk}}{1 + j\frac{\alpha''_{dk}}{s}}.$$

Pentru componentele aperiodice și periodice tranzitorii și supratranzitorii vom impune mai întîi condițiile identității valorilor în momentul inițial (al exponențialelor). Rezultă ecuațiile

$$\Lambda'_q = \sum_k \Lambda'_{qk}, \quad \Lambda''_d = \sum_k \Lambda''_{dk}$$

$$\frac{\Delta\Lambda'_q}{1-j\frac{s}{\alpha'_q}} = \sum_k \frac{\Delta\Lambda'_{qk}}{1-j\frac{s}{\alpha'_{qk}}}, \quad \frac{\Delta\Lambda'_d}{1-j\frac{s}{\alpha'_d}} = \sum_k \frac{\Delta\Lambda'_{dk}}{1-j\frac{s}{\alpha'_{dk}}}, \quad \frac{\Delta\Lambda''_d}{1-j\frac{s}{\alpha''_d}} = \sum_k \frac{\Delta\Lambda''_{dk}}{1-j\frac{s}{\alpha''_{dk}}}.$$

Aceste ecuații determină valori ale permeanțelor $\Delta\Lambda'_q$, $\Delta\Lambda'_d$, $\Delta\Lambda''_d$ precum și ale valorilor α'_q, α'_d, α''_d diferite de cele determinate de ecuațiile precedente.

Condiția suplimentară de identitate a derivatelor în raport cu timpul, în momentul inițial, pentru componentele tranzitori, supratranzitorii și aperiodice conduc la ecuații de tipul următor:

$$\alpha_\Sigma = \frac{\sum_k \alpha_k(\Lambda'_{qk} + \Lambda''_{dk})}{\Lambda'_q + \Lambda''_d}, \quad \alpha_\Delta = \frac{\sum_k \alpha_k(\Lambda'_{qk} - \Lambda''_{dk})}{\Lambda'_q - \Lambda''_d},$$

$$\frac{\alpha'_{q_0}\Delta\Lambda'_q}{1-j\frac{s}{\alpha'_q}} = \sum_k \frac{\alpha'_{qk}\Delta\Lambda'_{qk}}{1-j\frac{s}{\alpha_{qk}}}, \quad \frac{\alpha'_{d_0}\Delta\Lambda'_d}{1-j\frac{s}{\alpha'_d}} = \sum_k \frac{\alpha'_{dk}\Delta\Lambda'_{dk}}{1-j\frac{s}{\alpha'_{dk}}}, \quad \frac{\alpha''_{d_0}\Delta\Lambda''_d}{1-j\frac{s}{\alpha''_d}} = \sum_k \frac{\alpha''_{dk}\Delta\Lambda''_{dk}}{1-j\frac{s}{\alpha''_{dk}}}.$$

Aceste relații determină două constante de amortizare a componentelor aperiodice (α_Σ, α_Δ) precum și constante de amortizare a componentelor tranzitorii și supratranzitorii (α'_{q_0}, α'_{d_0}, α''_{d_0}) diferite de valorile ce rezultă din mărimile corespunzătoare (α'_q, α'_d, α''_q) conținute în ecuațiile anterioare lor.

În consecință, condiția egalității unghiurilor dintre axele principale nu este suficientă pentru determinarea constantelor unei mașini echivalente de tipul fiecăreia din mașinile reale ale complexului de echivalat în funcționarea tranzitorie asincronă.

De aceea, vom restrînge condițiile de funcționare și constructive, impunînd o valoare nulă a alunecării precum și egalitatea constantelor de amortizare ale componentelor aperiodice, α_k = aceleași.

În aceste condiții, funcționarea permanentă, tranzitorie în momentul inițial și derivatele componentelor tranzitorii în momentul inițial ne oferă ecuațiile necesare și suficiente pentru determinarea constantelor mașinii echivalente

$$\begin{aligned} &\Lambda_q = \sum_k \Lambda_{qk}, && \Lambda_d = \sum_k \Lambda_{dk}, \\ &\Delta\Lambda'_q = \sum_k \Delta\Lambda'_{qk}, && \Delta\Lambda'_d = \sum_k \Delta\Lambda'_{dk}, \\ & && \Delta\Lambda''_d = \sum_k \Delta\Lambda''_{dk}, \end{aligned} \tag{7}$$

$$\alpha'_q = \sum_k \frac{\Delta\Lambda'_{qk}\,\alpha_{qk}}{\Delta\Lambda'_q}, \quad \alpha'_d = \sum_k \frac{\Delta\Lambda'_{dk}\,\alpha'_{dk}}{\Delta\Lambda'_d}, \quad \alpha''_d = \sum_k \frac{\Delta\Lambda''_{dk}\,\alpha''_{dk}}{\Delta\Lambda''_d}.$$

Ecuațiile (7) determină deci în mod univoc constantele unei mașini echivalente în fenomene tranzitorii la care ne interesează valorile de scurtă durată, în condițiile restrictive menționate.

Expresiile obținute pot fi însă recomandate ca relații aproximative dar practice și pentru situațiile mai generale, cînd unghiurile interne și constantele de timp ale mașinilor diferă puțin, iar alunecarea este mică.

CONCLUZII

1. Echivalarea în mod simplu, printr-o singură mașină, a mai multor mașini sincrone ce funcționează în paralel, pentru regimuri tranzitorii electromagnetice, în intervale de timp de scurtă durată este posibilă în următoarele condiții :

a) Mașinile de echivalat funcționează sincron în raport cu sistemul exterior ;

b) Direcțiile axelor principale (de simetrie magnetică) și constantele de timp ale componentelor aperiodice sînt aceleași pentru toate mașinile de echivalat.

2. Parametrii mașinii echivalente se determină, pentru condițiile restrictive menționate, în mod simplu conform expresiilor (7) deduse în lucrare. Aceste expresii vor putea fi utilizate ca relații aproximative dar practice și pentru condiții mai generale de funcționare.

ЭКВИВАЛЕНТНЫЙ ГЕНЕРАТОР НЕСКОЛЬКИХ СИНХРОННЫХ МАШИН В ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

РЕЗЮМЕ

В статье автор стремится определить эдс реактивностей и постоянных времени эквивалентной машины, которая может заменить весь агрегат при изучении переходных явлений, вызванных внешними возмущениями в кратковременных промежутках времени.

Дальше показаны условия, при которых возможно установление эквивалентности, а также даются выражения для параметров эквивалентной синхронной машины (генератора) в зависимости от параметров сравниваемой машины.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Векторная диаграмма токов и напряжений для работы при постоянном режиме синхронной машины.

GÉNÉRATRICE ÉQUIVALENTE À PLUSIEURS MACHINES SYNCHRONES EN RÉGIMES ÉLECTROMAGNÉTIQUES TRANSITOIRES

RÉSUMÉ

L'auteur tâche de déterminer les tensions électromotrices des réactances et les constantes de temps d'une machine équivalente, qui puisse être substituée à tout un ensemble dans l'étude des phénomènes transitoires dus aux perturbations externes, pendant de courts intervalles de temps.

On indique les conditions dans lesquelles il est possible d'établir, d'une manière simple, une équivalence, et on détermine les expressions des paramètres de la machine équivalente, en fonction des paramètres des machines à équivaloir.

EXPLICATION DES FIGURES

Diagramme vectoriel des courants et tensions dans le cas du fonctionnement en régime permanent d'une machine synchrone.

BIBLIOGRAFIE

1. П. С. Жданов, *Устойчивость электрических систем*, *ЖЭИ*, Москва—Ленинград, 1948.
2. С. Ульянов, *Короткие замыкания в электрических системах*, *ЖЭИ*. Москва-Ленинград, 1949.
3. P. Dimo, *Cauza supratensiunilor prelungite în rețelele trifazate cu neutrul izolat și consecințele asupra tratării neutrului*. Comunicările Acad. R.P.R., **IV**, *11—12*, 715 (1954).
4. F. Manea, *Générateur équivalent dans l'étude de la stabilité statique*. Revue d'Electrotechnique et d'Énergétique, **II**, *2*, 221—226 (1957).
5. S. Ionescu, F. Manea, *Folosirea unui generator echivalent pentru simplificarea schemei rețelelor electrice, în studiul stabilității statice*. Energetica, **IV**, *5*, 220—223 (1958).
6. C. Adamson, A. El-Serafi, *Simultation of the transient performance of synchronous machines on an alternating current network analyser*. Proceedings of the I.E. Part. C., *6*, 323—331 (1957).
7. F. Manea, *Ecuațiile operaționale ale unor mașini electrice rotative*. Studii și cercetări de energetică, **VII**, *4*, 683—693 (1957).
8. — *Ecuațiile operaționale, în coordonatele vectorilor reprezentativi rezultanți ale mașinii sincrone*. Electromecanica, **V**, *7*, 210—217 (1957).

PIERDERILE ÎN ROTORUL MASIV AL TURBOALTERNATORULUI LA FUNCŢIONAREA ÎN REGIM ASINCRON

DE

C. V. BĂLĂ

A. INTRODUCERE

Funcţionarea în asincron a generatoarelor sincrone poate surveni în urma defectării sistemului de excitaţie. Absenţa puterii active pe care o poate debita generatorul sincron cu sistemul de excitaţie avariat, poate conduce la perturbaţii considerabile în sistemul energetic; de aceea, se impune un studiu referitor la comportarea maşinii sincrone la funcţionarea în regim asincron, în scopul de a determina: puterea activă maximă pe care o poate debita maşina sincronă, puterea reactivă pe care o absoarbe din sistem şi factorii care limitează funcţionarea maşinii în acest regim.

Puterea maximă pe care o poate debita turboalternatorul la funcţionarea în regim asincron este determinată de:

— limita de stabilitate care rezultă din curba puterii P în funcţie de alunecarea s a rotorului;

— încălzirea înfăşurării statorului; în acest scop se alege drept curent maxim la funcţionarea în asincron, curentul nominal;

— încălzirea miezului feromagnetic al statorului în părţile laterale şi a pieselor masive de consolidare a capetelor de bobine ale înfăşurării statorului [3], [4], [8].

Pînă în prezent, s-au efectuat numeroase experimentări [1], [7], [10], [11] în scopul de a determina curba $P = f(s)$ şi totodată pierderile din rotor; s-a măsurat totodată puterea reactivă luată de maşină de la reţea şi s-a studiat încălzirea înfăşurărilor şi a pieselor frontale de consolidare a capetelor de bobină, pentru cazul în care înfăşurarea de excitaţie este scurtcircuitată, conectată pe rezistenţa de stingere, sau deschisă.

S-au stabilit astfel cîteva rezultate şi constatări de primă importanţă pentru exploatarea turboalternatoarelor la care poate surveni un asemenea regim de funcţionare.

Lucrările care au fost publicate pînă în prezent se referă la considerații generale cu privire la parametrii rotorului (rezistența și reactanța circuitului echivalent din rotor) și se bazează în special pe definițiile funcționale, fără a se căuta să se stabilească dependența dintre acești parametrii și dimensiunile principale ale mașinii. Astfel în lucrarea [1], pe baza curbelor experimentale și din considerații generale se dă pentru rezistența rotorului următoarea expresie:

$$r_2 = (r_{2sc} - r_{20})\sqrt{s} + r_{20}, \tag{1}$$

în care r_{2sc} este rezistența inductorului cînd rotorul este calat,
r_{20} este rezistența inductorului la sincronism,
s este alunecarea rotorului.

În lucrarea [2] se stabilește expresia puterii reactive luată de turboalternator de la rețea la funcționarea în regim asincron

$$Q = -\frac{U^2}{2}\left[\frac{1}{X_d} + \frac{1}{X_q} + \left(\frac{1}{X'_d} - \frac{1}{X_d}\right)\frac{s^2 T'^2_d}{1 + s^2 T'^2_d} + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{1}{X''_d} - \frac{1}{X'_d}\right)\frac{s^2 T''^2_d}{1 + s^2 T''^2_d} + \left(\frac{1}{X''_q} - \frac{1}{X'_q}\right)\frac{s^2 T''^2_q}{1 + s^2 T''^2_q}\right], \tag{2}$$

în care U este tensiunea la borne, X_d, X_q, X'_d, X'_q, X''_d, X''_q sînt reactanțele longitudinale și transversale în regim staționar, tranzitoriu și supratranzitoriu — iar T'_d, T''_d și T''_q sînt constantele de timp corespunzătoare.

În ipoteza că puterea reactivă Q este mai mică decît puterea aparentă nominală S_n de la funcționarea în regim de generator sincron, puterea activă pe care o poate debita mașina la funcționarea în regim asincron, fără să se depășească încălzirea admisibilă a înfășurării statorului, este

$$P' = \sqrt{S_n^2 - Q^2}. \tag{3}$$

Dacă notăm cu P_e pierderile care se produc în înfășurarea de excitație la funcționarea în regim sincron în condiții nominale, atunci puterea activă maximă admisibilă, pe care o poate debita mașina ca generator asincron, fără a depăși aproximativ încălzirea nominală a rotorului este

$$P'' = \frac{P_e}{s}, \tag{4}$$

în care s este alunecarea rotorului. Cu cît alunecarea s este mai mică, cu atît — la P dat — și pierderile P_2 din rotor sînt mai mici, iar condiția (4) este mai ușor de îndeplinit. Este necesar însă să cunoaștem expresia pierderilor din rotorul turboalternatorului în funcție de alunecare și de

datele constructive ale mașinii pentru a putea predetermina caracteristica $P = f(s)$, deci pentru a preciza limita de stabilitate și pentru a calcula puterea activă maximă pe care o poate debita mașina fără ca în rotor să se depășească încălzirea admisibilă.

Din relația (2), la alunecări foarte mici, rezultă pentru puterea reactivă, următoarea expresie:

$$Q \approx -\frac{U^2}{X_d}, \tag{2'}$$

iar raportul dintre puterea reactivă și puterea aparentă nominală este

$$\frac{Q}{S_n} = -\frac{\frac{U^2}{X_d}}{\frac{U^2}{Z_n}} = -\frac{Z_n}{X_d} = -\frac{1}{X_{dur}}, \tag{5}$$

adică puterea reactivă este cu atît mai mică cu cît reactanța longitudinală X_{dur} măsurată în unități relative este mai mare. Înlocuind pe Q din relația (5) în relația (3), puterea activă se poate scrie

$$P \approx \sqrt{S_n^2 - \frac{S_n^2}{X_{dur}^2}} = \frac{S_n}{X_{dur}} \sqrt{X_{dur}^2 - 1}. \tag{3'}$$

Din această relație rezultă că:

— turbogeneratoarele care au $X_{dur} \approx 1$ nu pot fi încărcate ca generatoare asincrone fără a nu depăși încălzirea limită admisibilă a înfășurării statorului;

— turbogeneratoarele care au de exemplu $X_{dur} \approx 2$ pot să debiteze o putere activă importantă egală aproximativ cu puterea nominală a mașinii dacă alunecarea rămîne suficient de mică;

— mărirea reactanței sincrone X_{dur} peste valoarea 2, nu ar prezenta importanță din punctul de vedere al funcționării în regim asincron.

Curba $P = f(s)$ se poate determina din relația (5), numai dacă se cunosc pierderile în rotor în funcție de alunecare.

Calculul pierderilor din rotorul masiv, crestat, cu cape frontale care scurtcircuitează dinții rotorici, nu se poate face exact; în această lucrare ne vom ocupa de stabilirea unor expresii din care să se poată calcula pierderile din rotor, în condiții simplificatoare care permit rezolvarea problemei. Concordanța dintre calcul și experimentări permite să se susțină că aproximațiile introduse nu afectează esențial rezultatele. În lucrările [9] și [14] se dau indicații principale pentru rezolvarea acestei probleme.

B. CALCULUL PIERDERILOR DIN ROTOR

La funcționarea turboalternatoarelor în asincron se produc pierderi în rotorul acestora și anume pierderi prin curenții turbionari, deoarece rotorul este masiv. Pierderile prin histeresis sînt foarte mici deoarece

frecvența cîmpului magnetic din rotor este foarte mică. În continuare, ne vom ocupa de pierderile prin curenți turbionari.

În funcție de simplificările pe care le introducem, descompunem rotorul în două zone (fig. 1) și anume:

— zona dinților notată cu I

— zona jugului inductor notată cu II

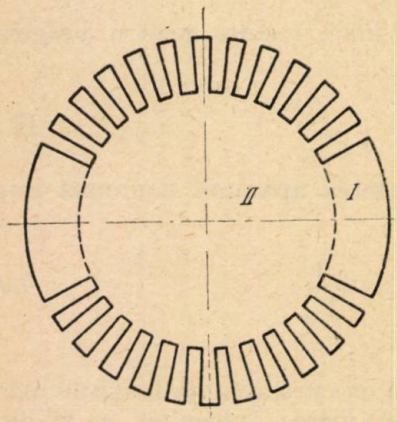


Fig. 1. — Secțiune transversală prin miezul inductorului unui turbogenerator bipolar.

I. PIERDERILE ÎN DINȚI

În zona dinților considerăm îndeplinite următoarele ipoteze simplificatoare:

1. Rotorul este suficient de lung, încît se poate neglija influența părților frontale ale dintelui; se consideră că rezistența de contact dintre dinți și capele frontale este neglijabilă;

2. Dinții rotorului sînt suficienți de înalți încît se poate neglija efectul marginal dinspre suprafața de separație dintre rotor și întrefier, respectiv dintre dinți și jugul inductor;

3. Permeabilitatea magnetică a dinților este aproximativ constantă;

4. Cîmpul magnetic din întrefier, variază în timp și în spațiu după o sinusoidă

$$B = B_0 \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x\right),$$

în care ω este viteza unghiulară a cîmpului magnetic învîrtitor față de rotor, x este abscisa unui punct din întrefier, iar τ este pasul polar;

5. Fluxul magnetic prin fiecare dinte este egal cu fluxul magnetic din întrefier, corespunzător unui pas de crestătură;

6. Se consideră că înfășurarea de excitație este deschisă, iar rotorul nu este echipat cu o înfășurare de amortizare.

Dinții ocupă succesiv poziții identice în cîmpul magnetic învîrtitor rezultant, la funcționarea în regim permanent; este suficient deci să stabilim expresia pierderilor pentru un singur dinte.

Cîmpul magnetic învîrtitor îl descompunem în două cîmpuri alternative defazate și decalate cu $\frac{\pi}{2}$

$$B = B_0 \sin \omega t \cos \frac{\pi}{\tau} x + B_0 \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \cos\left(\frac{\pi}{\tau} x + \frac{\pi}{2}\right); \qquad (6)$$

axa de referință față de care se consideră abscisa x se alege axa unui dinte (fig. 1).

Mai presupunem că în oricare punct, intensităţile cîmpurilor electrice, induse de cele două cîmpuri magnetice alternative:

$$B_1 = B_0 \sin \omega t \cos \frac{\pi}{\tau} x \text{ şi } B_2 = B_0 \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \cos\left(\frac{\pi}{\tau} x + \frac{\pi}{2}\right),$$

sînt defazate între ele cu aproximativ $\frac{\pi}{2}$.

În complex, cîmpul magnetic B are expresia

$$\dot{B} = \dot{B}_1 + \dot{B}_2, \tag{7}$$

în care

$$\dot{B}_1 = \dot{B}_0 \cos \frac{\pi}{\tau} x \text{ şi } \dot{B}_2 = -j\dot{B}_0 \sin \frac{\pi}{\tau} x.$$

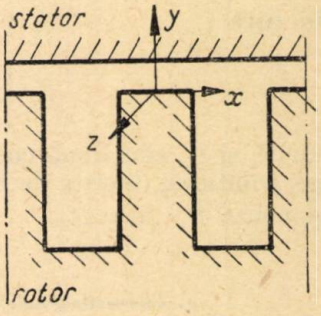


Fig. 2. — Sistemul de axe de coordonate.

Considerăm inductorul desfăşurat şi alegem un sistem de axe de coordonate rectangulare (fig. 2). Ecuaţiile cîmpului electromagnetic sînt

$$\text{rot } \bar{B} = \frac{\varkappa\mu}{\rho} \bar{E} \tag{8}$$

$$\text{rot } \bar{E} = -\frac{\partial \bar{B}}{\partial t}. \tag{9}$$

Din aceste ecuaţii, ţinînd seama că div $\bar{B} = 0$ se obţine pentru regimul permanent de funcţionare

$$\Delta \dot{\bar{B}} = -\frac{\varkappa\mu}{\rho} j\omega \dot{\bar{B}} \tag{10}$$

$$\text{rot } \dot{\bar{B}} = \frac{\varkappa\mu\sqrt{2}}{\rho} \dot{\bar{E}}. \tag{11}$$

În condiţiile simplificatoare menţionate anterior, cîmpul magnetic şi cîmpul electric din dinte se poate exprima astfel

$$\dot{\bar{B}} = \bar{j}\, \dot{B}_y(x), \tag{12}$$

$$\dot{\bar{E}} = \bar{k}\, \dot{E}_z(x). \tag{13}$$

Ecuaţiile (10) şi (11) cu consideraţiile precedente devin

$$\frac{d^2\dot{B}_y}{dx^2} = -j \frac{\varkappa\mu}{\rho} \omega \dot{B}, \tag{14}$$

$$\frac{d\dot{B}_y}{dx} = \frac{\varkappa\mu\sqrt{2}}{\rho} \dot{E}. \tag{15}$$

Soluția acestui sistem de ecuații este

$$\dot{B} = \dot{C}_1 e^{\dot{\gamma}x} + \dot{C}_2 e^{-\dot{\gamma}x} \tag{16}$$

$$\dot{E} = \frac{\rho}{\varkappa\mu\sqrt{2}}\dot{\gamma}\,[\dot{C}_1 e^{\dot{\gamma}x} - \dot{C}_2 e^{-\dot{\gamma}x}], \tag{17}$$

în care

$$\dot{\gamma} = \sqrt{-j\frac{\varkappa\mu\omega}{\rho}} = \sqrt{\frac{\varkappa\mu\omega}{2\rho}}(1-j),$$

iar $\dot{C}_1$ și $\dot{C}_2$ sînt două constante complexe care se determină din condițiile pe frontieră, diferite de la un caz la altul după cum ne referim la componenta $\dot{B}_1$ sau $\dot{B}_2$.

a. Pierderile produse de componenta $\dot{B}_1$ a cîmpului magnetic învîrtitor

În figura 3, sînt indicate dimensiunile dintelui în care ne propunem să determinăm pierderile; de asemenea este reprezentat și spectrul aproximativ, al cîmpului magnetic din dinte.

Condițiile din care determinăm constantele $\dot{C}_1$ și $\dot{C}_2$ în cazul componentei $\dot{B}_1$ sînt: cîmpul magnetic este simetric față de axa dintelui, iar fluxul dintr-un pas de crestătură trece numai prin dinte, adică:

$$\dot{B}_1(a) = \dot{B}_1(-a) \tag{18}$$

$$\int_{-a}^{a} \dot{B}_1\,dx = \int_{-\tau_c}^{\tau_c} \dot{B}_0 \cos\frac{\pi}{\tau}x\,dx, \tag{19}$$

în care $2a$ este lățimea dintelui, $2\tau_c$ — pasul crestăturii, iar h — înălțimea dintelui (fig. 3).

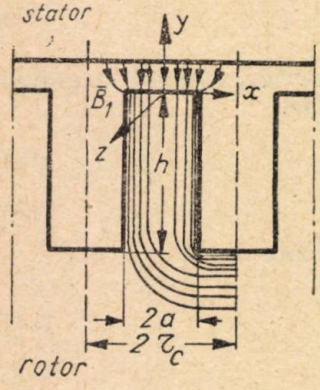


Fig. 3. — Spectrul cîmpului magnetic $\dot{B}_1$, în dintele rotorului.

Din aceste condiții rezultă

$$\dot{C}_1 = \dot{C}_2 = \dot{B}_0\frac{\tau\dot{\gamma}}{2\pi}\frac{\sin\frac{\pi}{\tau}\tau_c}{\mathrm{sh}\,\dot{\gamma}a}. \tag{20}$$

Înlocuind pe $\dot{C}_1$ și $\dot{C}_2$ în relația (17), se obține

$$\dot{E}_1 = \frac{\rho}{\varkappa\mu\sqrt{2}}\dot{\gamma}^2\dot{B}_0\frac{\tau}{\pi}\sin\frac{\pi}{\tau}\tau_c\frac{\mathrm{sh}\,\dot{\gamma}x}{\mathrm{sh}\,\dot{\gamma}a}. \tag{21}$$

Pierderile prin curenți turbionari într-un dinte de lungime l egală cu lungimea geometrică a mașinii se determină din

$$p_1 = \int_0^h\int_{-a}^{a}\frac{E_1^2}{\rho}\,l\,dy\,dx. \tag{22}$$

Produsul $\dot{E}_1 \dot{E}_1^* = E_1^2$ se determină din relația (21); înlocuind acest produs în relația precedentă, după efectuarea integralei în raport cu x se obține

$$p_1 = \frac{l}{\rho} \frac{\omega^2}{2\alpha} B_0^2 \left(\frac{\tau}{\pi}\right)^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{\tau} \tau_c \cdot \int_0^h \frac{\mathrm{sh}2\alpha a - \sin 2\alpha a}{\mathrm{ch}2\alpha a - \cos 2\alpha a} dy, \qquad (23)$$

în care

$$\alpha = \sqrt{\frac{\varkappa \omega \mu}{2\rho}} = \frac{\gamma}{\sqrt{2}}.$$

Cazuri particulare

Dacă $\tau_c = \frac{p\tau}{z} \ll \tau$, ($Z$ fiind numărul de crestături), atunci se poate scrie $\sin \frac{\pi}{\tau} \tau_c \approx \frac{\pi}{\tau} \tau_c$ și relația (23) devine

$$p_1 = \frac{\omega^2}{2\alpha\rho} l B_0^2 \tau_c^2 \int_0^h \frac{\mathrm{sh}2\alpha a - \sin 2\alpha a}{\mathrm{ch}2\alpha a - \cos 2\alpha a} dy. \qquad (23')$$

Se mai pot identifica încă două cazuri particulare și anume

1) $2\alpha a \gg 1$; atunci avem și $\mathrm{sh}2\alpha a \gg \sin 2\alpha a$
$\mathrm{ch}2\alpha a \gg \cos 2\alpha a$,

iar expresia (23′) a pierderilor din dinte devine

$$p_1' = \frac{\omega^2}{2\alpha\rho} l \tau_c^2 B_0^2 h. \qquad (23_1')$$

2) $2\alpha a \ll 1$; atunci se pot descompune în serie funcțiile trigonometrice și reținînd primii termeni după efectuarea reducerilor, prin integrare se obține

$$p_1'' = \frac{\omega^2}{3\rho} l \tau_c^2 B_0^2 \int_0^h a\, dy;$$

notînd cu $b_{z\max}$ și $b_{z\min}$ lățimea maximă, respectiv minimă a dintelui trapezoidal, relația precedentă devine

$$p_1'' = \frac{\omega^2}{3\rho} l \tau_c^2 B_0^2 h \frac{b_{z\max} + b_{z\min}}{4}. \qquad (23_2')$$

b. Pierderile produse de componenta $\dot{B}_2$ a cîmpului magnetic învîrtitor

În figura 4, sînt reprezentați doi dinți diametrali, de la rotorul unui turboalternator bipolar.

Condițiile din care determinăm constantele $\dot{C}_1$ și $\dot{C}_2$ în cazul componentei $\dot{B}_2$ sînt: cîmpul electric este simetric față de axa dintelui, iar

tensiunea electromotoare de-a lungul unui contur închis situat pe suprafața exterioară este constantă și egală cu tensiunea $\dot{U}$ indusă într-o spiră din rotor și anume

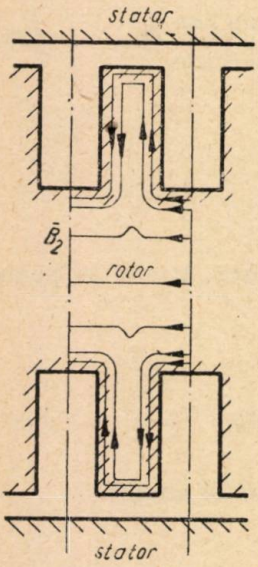


Fig. 4.— Spectrul cîmpului magnetic $\dot{B}_2$, în dinții rotorului.

$$\dot{E}_2(a) = \dot{E}_2(-a) \tag{24}$$

$$\oint \dot{E}_2(a)\, dz = \dot{U}. \tag{25}$$

Conturul de integrare trece prin doi dinți situați la un pas polar unul de altul și prin capele frontale, dacă acestea scurtcircuitează dinții; fie $2l'$ lungimea conturului echivalent, de secțiune constantă egală cu secțiunea dintelui.

Din relațiile (17), (24) și (25) rezultă

$$\dot{C}_1 = -\dot{C}_2 = \frac{\varkappa\mu\sqrt{2}}{2\rho\dot{\gamma}} \frac{\dot{U}}{2l'} \frac{1}{\mathrm{ch}\dot{\gamma}a}. \tag{26}$$

Înlocuind pe $\dot{C}_1$ și $\dot{C}_2$ în relația (17) obținem expresia cîmpului electric

$$\dot{E}_2 = \frac{\dot{U}}{2l'} \frac{\mathrm{ch}\dot{\gamma}x}{ch\dot{\gamma}a}. \tag{27}$$

Pierderile în dinte, produse de componenta $\dot{B}_2$ se determină din relația

$$p_2 = \int_0^h \int_{-a}^{a} \frac{E_2^2}{\rho} l'\, dy\, dx; \tag{28}$$

înlocuind pe E_2 din relația (27) se obține

$$p_2 = \frac{U^2}{4l'} \frac{1}{\rho} \frac{1}{\alpha} \int_0^h \frac{\mathrm{sh}2\alpha a + \sin 2\alpha a}{\mathrm{ch}2\alpha a + \cos 2\alpha a}\, dy. \tag{29}$$

Cazuri particulare

Analog, dacă $2\alpha a \gg 1$ atunci $\mathrm{sh}2\alpha a \gg \sin 2\alpha a$

$\mathrm{ch}2\alpha a \gg \cos 2\alpha a$,

iar expresia (29) devine

$$p_2' = \frac{U^2}{4l'} \frac{h}{\rho\alpha}; \tag{29'}$$

dacă $2\alpha a \ll 1$, dezvoltăm funcțiile trigonometrice în serie și reținem primii doi termeni; obținem astfel:

$$p_2'' = \frac{U^2}{4l'} \frac{2}{\rho} \int_0^h a\, dy;$$

în cazul unui dinte trapezoidal, cu aceleași notații făcute anterior, expresia precedentă se poate scrie

$$p_1'' = \frac{1}{\rho}\frac{U^2}{2l'} h \frac{b_{z\max} + b_{z\min}}{4}. \tag{29''}$$

În relațiile de mai sus, l' este lungimea echivalentă a rotorului, care ține seama și de pierderile în capele frontale.

II. PIERDERILE ÎN JUGUL INDUCTOR

Calculul pierderilor în jugul inductor îl efectuăm în condiții simplificatoare, admițînd că la periferia jugului, cîmpul magnetic învîrtitor variază sinusoidal. Rezolvarea acestei probleme este publicată în lucrările de specialitate [5], [6], [9]; problema a apărut la motorul asincron cu rotorul masiv. În aceleași condiții simplificatoare menționate pentru zona dinților, din ecuațiile cîmpului electromagnetic scrise în coordonate cilindrice, se obține

$$\left.\begin{aligned} \dot{B}_r &= -\frac{1}{j\omega}\frac{\sqrt{2}}{r}\frac{\partial \dot{E}_z}{\partial \varphi}, \\ \dot{B}_\varphi &= \frac{\sqrt{2}}{j\omega}\frac{\partial \dot{E}_z}{\partial r}, \\ \frac{d^2\dot{E}}{dw^2} &+ \frac{1}{w}\frac{d\dot{E}}{dw} - \left[1 + \frac{p^2}{\omega^2}\right]\dot{E} = 0, \end{aligned}\right\} \tag{30}$$

în care

$$w = r\sqrt{\frac{jx\omega\mu}{\rho}}, \quad \dot{E}_z = e^{j(\omega t - p\varphi)}\,\dot{E}(r).$$

Ultima ecuație din sistemul (30) este o ecuație de tip Bessel și admite soluția

$$\dot{E} = \dot{C}_1 J_p(w) + \dot{C}_2 K_p(w), \tag{31}$$

în care $J_p(w)$ și $K_p(w)$ sînt funcțiile Bessel de prima și a doua speță și de ordinul p.

Condițiile din care se determină constantele complexe $\dot{C}_1$ și $\dot{C}_2$ sînt următoarele: cîmpul electric în axa rotorului (în ipoteza că mașina este simetrică), este nul, iar la periferia jugului inductorului are o valoare dată; deci

$$\dot{E}(0) = 0$$

$$\dot{E}(r') = \dot{E}_{zr'}.$$

Soluția (31), devine în acest caz

$$\dot{E}_z = \dot{E}_{zr'} \frac{J_p(w)}{J_p(w')}. \tag{32}$$

Pierderile în jugul inductorului se determină din expresia

$$P_j = \int_0^{r'} 2\pi \frac{E_z^2}{\rho} rldr = 2\pi l \frac{E_{r'}^2}{\rho} \int_0^{r'} \frac{J_p(w) J_p^*(w)}{J_p(w') J_p^*(w')} rdr. \tag{33}$$

În cazul particular, cînd $p = 1$ se poate scrie

$$J_1(w) = J_0'(w) = ber'\gamma r + j\, bei'\gamma r, \quad \text{în care} \quad \gamma = \alpha\sqrt{2};$$

funcțiile $ber'\gamma r$ și $bei'\gamma r$ sînt derivatele funcțiilor $ber\gamma r$ și $bei\gamma r$ *).

Pierderile în jugul inductor se calculează din relația

$$P_j = 2\pi l \frac{E_{r'}^2}{\rho} \int_0^{r'} \frac{ber'^2\gamma r + bei'^2\gamma r}{ber'^2\gamma r' + bei'^2\gamma r'} r\, dr, \tag{34}$$

obținută prin înlocuirea funcțiilor $J_p|_{p=1} = J_1$ în relația (33).

Pierderile totale în rotor sînt

$$P_2 = p_{1d} z_d + p_{1D} z_D + p_{2d} z_d + p_{2D} z_D + P_j, \tag{35}$$

în care p_1, p_2 și P_j se determină din relațiile (23), (29) și (34), iar z_d și z_D sînt numerele de dinți mici, respectiv mari, din rotor.

Observație

În expresiile cîmpului electric și în expresiile pierderilor stabilite anterior, intervine inducția magnetică rezultantă B_0 din întrefierul mașinii și tensiunea electromotoare U indusă într-o spiră diametrală din rotor. Calculul acestor mărimi se poate face aproximativ, analog ca în cazul mașinii asincrone : din tensiunea la bornele generatorului se scade căderea de tensiune pe impedanța de scăpări a înfășurării statorului, calculată corespunzător curentului prin înfășurarea statorului.

---

*) Dezvoltarea asimptotică a funcțiilor *ber* x și *bei* x, daeă $0 \leqslant \arg x \leqslant \frac{\pi}{2}$ (v. [13]) este

$$ber\, x = \frac{e^{\beta}}{\sqrt{2\pi x}} \cos\alpha, \quad bei\, x = \frac{e^{\beta}}{\sqrt{2\pi x}} \sin\alpha,$$

în care

$$\alpha = \frac{x}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8} - \frac{1}{8\sqrt{2}x} - \frac{1}{16x^2} \ldots$$

$$\beta = \frac{x}{\sqrt{2}} + \frac{1}{8\sqrt{2}x} - \frac{25}{384\sqrt{2}x^3} - \frac{13}{128x^4} \ldots$$

Din acestea se pot calcula derivatele — și integrala din relația (34) se poate efectua grafic.

În [12] sînt date valorile funcțiilor *ber'* x și *bei'* x pentru diferite valori ale lui x.

C. CONCLUZII

Turboalternatoarele sincrone care au reactanța sincronă $X_{dur} \approx 2$ pot debita o putere activă considerabilă în sistem, în schimb iau din rețea o putere reactivă mare. Cînd sistemul electroenergetic este deficitar în ceea ce privește puterea activă, un turboalternator, care are circuitul de excitație întrerupt poate funcționa în regim asincron, din punctul de vedere al încălzirii rotorului și al stabilității.

Calculul pierderilor din rotor în funcție de alunecare se poate face pe baza relațiilor (23), (29) și (34) stabilite în lucrare. În anexa I, s-au calculat pierderile în rotor pe baza relațiilor stabilite în lucrare; concordanța dintre calcul și rezultatele experimentale, justifică ipotezele făcute la deducerea relațiilor de calcul. Se poate calcula și puterea reactivă luată de mașină de la rețea, deoarece se cunoaște expresia complexă a intensității cîmpului electric indus în rotor [relațiile (21), (27) și (32)].

Efectuînd aplicațiile numerice în cazurile concrete ale turbogeneratoarelor, rezultă că pierderile în rotor cresc la aceeași alunecare, respectiv puterea de desprindere se mărește, dacă rotorul mașinii este crestat uniform. Puterea activă și reactivă nu mai prezintă oscilații în funcție de poziția rotorului față de cîmpul magnetic învîrtitor rezultant, deoarece reactanțele mașinii sincrone sînt identice după cele două axe, dacă înfășurarea de excitație este deschisă.

Schema cu înfășurarea de excitație conectată pe rezistența de stingere, mărește nesimetria mașinii după cele două axe și amplitudinea oscilațiilor puterii active și reactive, respectiv a curenților, crește, fapt care poate produce perturbații în funcționarea sistemului electroenergetic; adoptarea unei asemenea scheme nu este recomandabilă din acest punct de vedere.

ANEXA I

S-au calculat aproximativ și s-au măsurat pierderile în rotorul unui turboalternator avînd următoarele date nominale:

25MVA, 6 300 V, cos $\varphi = 0{,}8$, 3 000 rot/min; pierderile în înfășurarea de excitație = 72 kW iar inducția în întrefier la funcționarea în gol este $B_\delta = 0{,}47$ wb/m^2.

Caracteristicile constructive ale rotorului sînt indicate în figura 5.

În aceste condiții și în ipoteza că $\mu = 4\pi.10^{-7}.500$ [H/m], $\rho = 2.10^{-7}$ [Ω m], avem

$$\alpha = 22{,}3 \sqrt{1000\, s}.$$

1. Pierderile în rotor, calculate

a) Pierderile produse de componenta B_1 sînt

— în dintele mic (la care $2\alpha a_{med} \approx 0{,}556 \sqrt{1000\, s} < 1$)

$$p_{1d} = \frac{314^2 10^{-6} (1000\, s)^2}{3.0{,}2.10^{-6}} \cdot 2{,}48.10^{-6}.6{,}7^2.0{,}39^2.0{,}181 \cdot \frac{5}{4} \cdot 10^{-2} =$$

$$= 0{,}65\,(1000s)^2\,[\mathrm{w}];$$

— în dintele mare (la care $2\alpha a \approx 14{,}5\sqrt{1\,000\,s} > 1$)

$$p_{1D} = \frac{314^2.10^{-6}(1000\,s)^2}{2.0{,}2.10^{-6}} \cdot 2{,}48.10^{-4}.40^2.0{,}39^2 \frac{1}{22{,}3\sqrt{1000\,s}} 0{,}181 =$$

$$= 130\sqrt{(1000\,s)^3}.$$

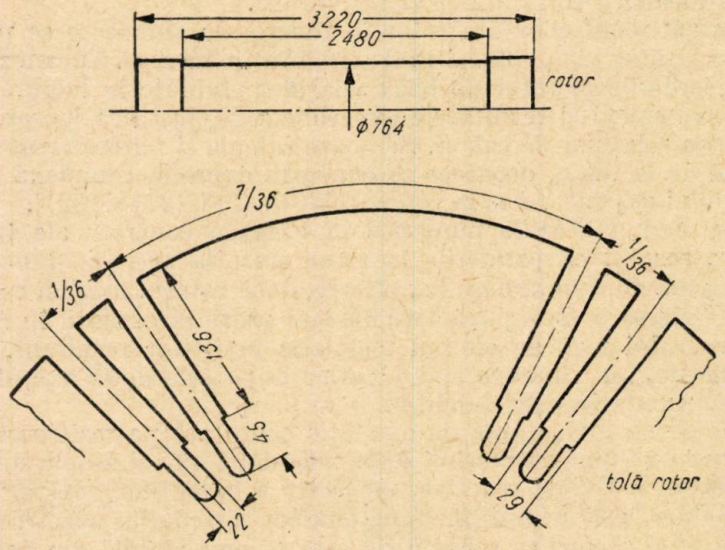


Fig. 5. — Schița rotorului unui turboalternator de 25 MVA.

Pierderile în dinți produse de componenta B_1 sînt deci:

$$P_{z1} = 24p_{1d} + 2p_{1D} = 15{,}6\,(1000\,s)^2 + 260\sqrt{(1000\,s)^3}.$$

b) Pierderile produse de componenta B_2.
Tensiunea indusă într-o spiră în rotor este

$$U = U_1 \frac{w_2}{w_1} \frac{sf_1}{f_1} \frac{k_{w_2}}{k_{w_1}} \approx 0{,}236\,(1000\,s)\ [V].$$

— În dintele mare pierderile sînt

$$p_{2D} = \frac{0{,}236^2\,(1000\,s)^2}{4.2{,}4} \frac{0{,}181}{22{,}3\sqrt{1000\,s.0{,}2.10^{-6}}} = 240\sqrt{(1000\,s)^3}.$$

— În dintele mic

$$p_{1d} = \frac{0{,}236^2\,(1000\,s)^2}{4.2{,}4} \frac{0{,}181}{0{,}2.10^{-6}} 0{,}025 = 130\,(1000\,s)^2.$$

Pierderile în dinți produse de componenta B_2 sînt

$$P_{z2} = 2p_{2D} + 24p_{2d} = 480\sqrt{1000\,s)^3} + 3100\,(1000\,s)^2.$$

c) Pierderile în jug

$$\dot{P}_j = 2\pi \frac{(0{,}236)^2(1000s)^2}{4.2{,}4.0{,}2.10^{-6}} \frac{0{,}2^2}{2} \int_0^{0{,}2} 2\,\frac{ber'^2 31{,}5\sqrt{1000\,s}\,r + bei'^2 31{,}5\sqrt{1000\,s}.r}{0{,}2^2\,(ber'^2 6{,}3\sqrt{1000\,s} + bei'^2 6{,}3\sqrt{1000\,s})}\,rdr.$$

Integrala se efectuează grafic și valoarea ei notată cu I este reprezentată în figura 6 în funcție de alunecare pentru $\mu = 4\pi.10^{-7}.500$ H/m și $\rho = 0{,}2.10^{-6}$ Ω m. Deci

$$P_j = 2\pi \frac{(0{,}236)^2\,(1000\,s)^2}{4.2{,}4.0{,}2.10^{-6}} \cdot \frac{0{,}2^2}{2}\, I(s) = 36.10^2\,(1000\,s)^2\,I(s).$$

Pierderile totale sînt

$$P_2 \approx 3115\,(1000\,s)^2 + 740\,(1000\,s)^{3/2} + 36.10^2\,(1000\,s)^2\,I(s);$$

în figura 7, s-a reprezentat grafic funcția $P_2(s)$ calculată și respectiv determinată experimental.

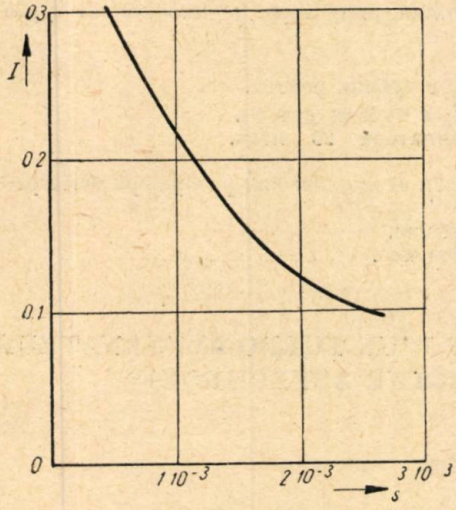


Fig. 6. — $I = f(s)$.

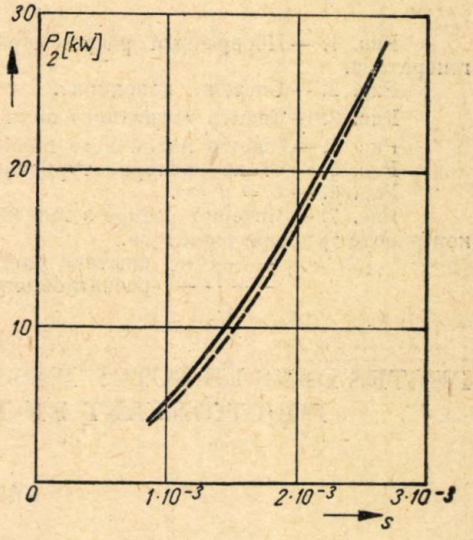


Fig. 7. — Pierderile în rotor în funcție de alunecarea rotorului la funcționarea în asincron a unui turboalternator.
—— determinată experimental.
— — — calculată.

Ipoteza că permeabilitatea relativă a fierului este $\mu_r = 500$ cît și a lungimii l considerată egală cu lungimea geometrică a rotorului, se apropie sensibil de situația reală.

ПОТЕРИ В МАССИВНОМ РОТОРЕ ТУРБОАЛЬТЕРНАТОРА ПРИ РАБОТЕ В АСИНХРОННОМ РЕЖИМЕ

РЕЗЮМЕ

В работе анализируются основные факторы, ограничивающие асинхронную работу двухполюсных турбогенераторов в допущении открытой обмотки возбуждения.

Дальше устанавливаются — в упрощенных условиях — выражения потери в зубьях и в индукторном якоре в зависимости от магнитной индукции, результирующей в воздушном зазоре, т.е. в зависимости от индукцируемого напряжения в роторном витке, от размеров и магнито-электрических свойств ротора.

В приложении дается применение выведенных отношений для случая турбогенератора 25 мгва, 6 квт, 3000 об/мин, на котором измерялись потери в роторе при его асинхронной работе.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Поперечный разрез сердечника индуктора двухполюсного турбогенератора.
Рис. 2. — Система координат.
Рис. 3. — Спектр магнитного поля $\dot{B}_1$ в зубьях ротора.
Рис. 4. — Спектр магнитного поля $\dot{B}_2$ в зубьях ротора.
Рис. 5. — Схема ротора турбоальтернатора 25 мгва.
Рис. 6. — $I = f(s)$.
Рис. 7. — Потери в роторе в зависимости от скольжения ротора при асинхронной работе турбоальтернатора.
———— опытное определение.
– – – – расчетное определение.

PERTES DANS LE ROTOR MASSIF D'UN TURBO-ALTERNATEUR FONCTIONNANT EN RÉGIME ASYNCHRONE

RÉSUMÉ

L'auteur analyse les principaux facteurs limitant le fonctionnement en régime asynchrone des turbo-alternateurs bipolaires, dans l'hypothèse de l'enroulement de l'excitation ouvert.

Il établit ensuite, dans des conditions simplifiées, les expressions des pertes, dans les dents et la culasse, en fonction de l'induction magnétique résultante dans l'entrefer, respectivement de la tension induite dans une spire du rotor, ainsi que des dimensions et des propriétés magnétiques et électriques du rotor.

En annexe, on donne l'application des relations établies ici, au cas d'un turbo-alternateur de 25 MVA, 6 kV, 3000 rev./min, dont on a mesuré les pertes dans le rotor, lors du fonctionnement en régime asynchrone.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Section transversale dans le noyau de l'inducteur d'un turbo-alternateur bipolaire.

Fig. 2. — Système d'axes de coordonnées.

Fig. 3. — Spectre du champ magnétique $\dot{B}_1$, dans les dents du rotor.

Fig. 4. — Spectre du champ magnétique $\dot{B}_2$ dans les dents du rotor.

Fig. 5. — Dessin schématique du rotor d'un turbo-alternateur de 25 MVA.

Fig. 6. — $I = f(s)$.

Fig. 7. — Pertes dans le rotor en fonction du glissement du rotor, lors du fonctionnement d'un turbo-alternateur en régime asynchrone.

———— pertes déterminées expérimentalement.

— — — — pertes calculées.

BIBLIOGRAFIE

1. И. А. Сыромятников, *Режимы работы синхронных генераторов*. Госэнергоиздат, Ленинград-Москва, 1952, 64—112.
2. Л. Г. Мамикониант, *Определение реакционной мощности синхронной машины при асинхронном режиме*. Электричество, *3*, 35 (1958).
3. P. Richardson, *Design and application of large solid rotor asynchronous generators*. The Proceedings of the Institutions of Electrical Engineers, **105**, part. A, *22*, 332—346 (1958).
4. V. E. Estcourt, C.H. Holley, W. R. Johnson, P. H. Light, *Under excited operation of large turbine generators on pacific gas and electric company's system*. AIEE Transactions, **72**, part, III, 16—22 (1953).
5. H. M. Connel, *The polyphase induction machine with solid rotor*. AIEE. Transactions **72**, part. III, 103—111 (1953).
6. R. Tuschak, *Transient phenomena in the solid rotors of synchronous machines*. Acta Tehnica **X**, *3—4*, 457—484 (1955).
7. P. Ch. Kovacs, F. Csaki, *Marche asynchrone des turboalternateurs*. CIGRE, rap. 115, 1—21 (1958).
8. G. Barello, *Courants de Foucault dans les pièces polaires massives des alternateurs par les champs tournantes de la réaction d'induit*. R.G.E., *11* (1955).
9. И. М. Постников, *Вихревые токи в синхронных и асинхронных машинах с массивным ротором*. Электричество, *10*, 7—14 (1958).
10. J. Stepina, *Virive straty v rotoru pri asynchronnim rozbehu turbomotoru*. Prace ustavu pro elektrotechniku, **VI**, 85—116 (1956).
11. J. Stepina, J. Bendl, *Virive straty v rotoru pri asynchrinnim rozbehu turbomotoru*. Prace ustavu pro elektrotechniku, **VII**, 113—127 (1957).
12. M. Boll, *Tables numériques universelles*, Dunod, Paris, 1947.
13. A. Gray, G.B. Mathews, *Funcțiile Bessel și aplicațiile lor în fizică*, Ed. tehnică, București, 1958.
14. J. Basta, *Anlauf eines massiven Stahlzylinders im magnetischen Drehfeld*. E. u. M., *10*, 222—230 (1955).

REZOLVAREA CIRCUITELOR ELECTRICE NELINIARE CU AJUTORUL TRANSFORMĂRII LAPLACE *)

DE

FLORIN STĂNCIULESCU

Importanţa problemelor neliniare pentru ştiinţă este astăzi unanim recunoscută. Cu toate acestea o privire generală asupra stadiului actual de dezvoltare a metodelor de rezolvare a circuitelor electrice neliniare, ne permite să afirmăm că aceste metode se află încă în plină evoluţie. Dealtfel, chiar metodele de analiză cunoscute sînt adesea puse în discuţie, cînd este vorba de a ataca astfel de probleme.

Remarcăm că în ţările care se află în avantgarda ştiinţei, se fac eforturi însemnate pentru o mai strînsă legătură între avîntul fizicii şi tehnicii, pe de o parte şi posibilităţile matematicii în domeniul problemelor neliniare, pe de alta [3], [4], [5], [6].

Atît fizica cît şi ştiinţele tehnice, au deopotrivă nevoie de metodele cele mai adecvate pentru rezolvarea problemelor neliniare. Pentru electrotehnica modernă, problemele circuitelor neliniare şi ale fenomenelor conexe neliniarităţii, inclusiv metodele de cercetare teoretică şi experimentală a acestora, au o importanţă deosebită.

În lucrarea de faţă ne propunem să examinăm o metodă de rezolvare a circuitelor electrice neliniare. Ea constă în rezumat din scrierea ecuaţiei integrale a circuitului în variabile complexe, prin aplicarea transformării Laplace asupra ecuaţiei de principiu în variabile reale şi rezolvarea ecuaţiei integrale astfel obţinute prin utilizarea unei metode de iteraţie şi aplicînd teorema reziduurilor.

Procedînd în acest mod şi alegînd un contur de integrare potrivit în planul complex, pentru aplicarea teoremei reziduurilor, se evită integrările laborioase care constituie principalul impediment al metodei de iteraţie în planul real [11].

Se presupune că elementele neliniare care intervin în circuitele electrice, au caracteristici care se pot pune sub forma unor polinoame

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 9 octombrie 1959.

întregi*) şi că tensiunea electromotoare este dată sub forma unei funcţii de timp. Unele dintre aceste funcţii au fost particularizate în cîteva exemple tipice, cu care se încheie lucrarea.

1. ECUAŢIA INTEGRALĂ *IMAGINE* A CIRCUITELOR ELECTRICE NELINIARE

Considerăm schema generală a unui circuit electric serie, cuprinzînd elemente liniare (grupul l) şi elemente neliniare (grupul n), alimentat de la o sursă S (fig. 1).

Pentru a rezolva ecuaţia diferenţială neliniară a stabilirii curentului în circuit — în ipoteza că scrierea acestei ecuaţii este posibilă — o vom transforma într-o altă ecuaţie, pe care o vom denumi ecuaţia integrală în planul complex—ecuaţia integrală *imagine*—a circuitelor electrice neliniare.

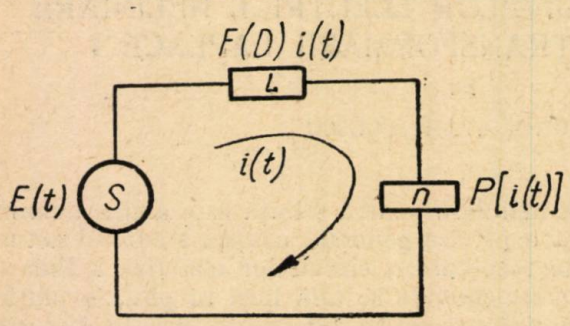


Fig. 1. — Schema unui circuit neliniar.

Presupunem că în sistemul pe care-l studiem, curentul este nul, pentru $t < 0$ (quiescent). Remarcăm de asemenea că funcţiile asupra cărora operăm, trebuie să satisfacă condiţiile necesare pentru aplicarea transformării Laplace.

Vom introduce acum operatorul diferenţial

$$F(D) \equiv (\alpha_0 D^n + \alpha_1 D^{n-1} + \ldots + \alpha_n D^0 + \alpha_{n+1} D^{-1} + \ldots + \alpha_{n+p} D^{-p}), \quad (1)$$

unde

$$D^k = \frac{d^k}{dt^k}\ ;\ D^0 = \text{const.}\ ;\ D^{-l} = \int_0^t \int_0^t \ldots \int_0^t \text{(de } l \text{ ori)}.$$

Ecuaţia circuitului din figura 1 se scrie, notînd cu $i(t)$ curentul în circuit :

$$F(D)\, i(t) + P[i(t)] = E(t)\,, \quad (2)$$

unde $F(D)\, i(t)$ este un produs simbolic.

Aici $F(D)\, i(t)$ = căderea de tensiune în elementele liniare,

$P[i(t)]$ = căderea de tensiune în elementele neliniare.

Presupunem că în general, $P[i(t)]$ va fi un polinom de grad n oarecare întreg în i şi că $P(0) = 0$, adică

$$P[i(t)] = a_0 i^n + a_1 i^{n-1} + \ldots + a_{n-1} i, \quad (3)$$

*) În acest sens avem următoarea teoremă, datorită lui Weierstrass : *Pentru orice funcţie $x(t)$, continuă pe tot intervalul închis* [0,1], *există un şir de polinoame astfel încît* : $x(t) = \lim_{n\to\infty} P_n(t)$, *în metrica spaţiilor continui pe* [0,1].

deoarece în absența curentului nu trebuie să avem nici cădere de tensiune. Urmează de aici:

$$P[i(t)] = G[i(t)] \cdot i(t). \tag{4}$$

Ecuația (2) se scrie:

$$F(D)\, i(t) + G[i(t)] \cdot i(t) = E(t). \tag{5}$$

Aplicăm ecuației (5) transformarea integrală Laplace care — amintim — are expresia

$$\mathfrak{L} f(t) = \int_0^\infty e^{-st} f(t)\, dt = \varphi(s),$$

și obținem

$$\begin{aligned} &\mathfrak{L}\{F(D)\, i(t)\} + \mathfrak{L}\{G[i(t)] \cdot i(t)\} = \mathfrak{L} E(t). \\ &\text{Notăm} \\ &\mathfrak{L} i(t) = \varphi(s);\ \mathfrak{L} G[i(t)] = \psi(s);\ \mathfrak{L} E(t) = \Phi(s). \end{aligned} \tag{6}$$

Menționăm de asemenea că operatorul diferențial $F(D)$, în condițiile problemei și pentru condiții inițiale date, se bucură de proprietatea

$$\mathfrak{L}\{F(D)\, i(t)\} = F(s) \cdot \varphi(s),$$

unde prin s am însemnat variabila complexă a transformatei Laplace ($s = \sigma + j\zeta$).

Pe de altă parte dacă aplicăm termenului al 2-lea din primul membru al ecuației (6) teorema produsului de compoziție pentru imagini [2], [7].

$$\mathfrak{L}\{G[i(t)] \cdot i(t)\} = \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \psi(\tau) \cdot \varphi(s - \tau)\, d\tau, ^{*}) \tag{7}$$

Revenind la ecuația (6), observăm că dacă ținem seama și de relația (7), ea se mai scrie

$$F(s) \cdot \varphi(s) + \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \psi(\tau) \cdot \varphi(s - \tau)\, d\tau = \Phi(s). \tag{8}$$

Se obține astfel ecuația integrală singulară

$$\varphi(s) = \varphi_0(s) - \frac{1}{F(s)} \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \psi(\tau)\, \varphi(s - \tau)\, d\tau, \tag{9}$$

unde am notat

$$\varphi_0(s) = \frac{\Phi(s)}{F(s)}$$

relație în care

$$F(s) \equiv \alpha_0 s^n + \alpha_1 s^{n-1} + \ldots + \alpha_{n+1} s^{-1} + \ldots + \alpha_{n+p} s^{-p}, \tag{10}$$

pentru condiții inițiale nule.

*) În această relație α este arbitrar însă satisface relației $\alpha \geqslant$ real $s = \sigma$, astfel încît toți polii să fie în stînga dreptei paralele cu axa imaginară la distanța α [8], [9].

Relația (9) reprezintă ecuația integrală *imagine* a unui circuit electric neliniar. În această ecuație $\varphi(s)$ este imaginea funcției necunoscute (curentul electric). Să mai observăm că transformata Laplace a unui polinom întreg

$$G[i(t)] = a_0 i^{n-1} + a_1 i^{n-2} + \ldots + a_{n-2}\, i + a_{n-1}, \tag{11}$$

este

$$\psi(s) = a_0 \psi_{n-1}(s) + a_1 \psi_{n-2}(s) + \ldots + a_{n-2}\, \psi_1(s) + \frac{a_{n-1}}{s}, \tag{12}$$

în care

$$\psi_1(s) = \mathfrak{L}\, i(t) = \varphi(s),$$

$$\psi_2(s) = \mathfrak{L}\, i^2(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \varphi(s-\tau)\, \varphi(\tau)\, d\tau,$$

$$\psi_3(s) = \mathfrak{L}\, i^3(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \left\{ \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \varphi(s-\tau-\tau_1)\, \varphi(\tau_1)\, d\tau_1 \right\} \varphi(\tau)\, d\tau \tag{13}$$

$$\vdots$$

$$\psi_{n-1}(s) = \mathfrak{L}\, i^{n-1}(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \left\{ \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \left(\frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \ldots \left[\frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \varphi(s-\tau- \right. \right. \right.$$

$$\left. \left. \left. -\tau_1 - \ldots - \tau_{n-3}) \times \varphi(\tau_{n-3})\, d\tau_{n-3} \right] \varphi(\tau_{n-4})\, d\tau_{n-4} \right) \ldots \varphi(\tau_1)\, d\tau_1 \right\} \varphi(\tau)\, d\tau.$$

Aceste relații au fost determinate aplicînd teorema produsului de compoziție pentru imagini.

2. REZOLVAREA ECUAȚIEI INTEGRALE *IMAGINE* A CIRCUITELOR NELINIARE, CU AJUTORUL TEOREMEI REZIDUURILOR

Se pune problema dacă soluționarea ecuației integrale neliniare (9) este mai simplă și deci găsirea expresiei curentului electric mai expeditivă, decît în variabilă reală. În adevăr, avem motive temeinice să afirmăm acest lucru : scriind transformata Laplace a ecuației, aceasta se transformă într-o ecuație integrală, care oferă posibilitatea aplicării unei metode de iterație, utilizînd în același timp teorema reziduurilor, ceea ce ne scutește de anumite integrări și în același timp simplifică într-o măsură însemnată rezolvarea ecuației. În plus, superioritatea metodei constă în aceea că în soluția astfel obținută, se regăsesc termeni destul de complecși și nu numai puteri ale lui t, ca în metodele obișnuite.

Vom aplica ecuației (9) un proces de aproximații succesive, pornind de la soluția circuitului liniar (sub forma imaginei) care coincide cu

$$\varphi_0(s) = \frac{\Phi(s)}{F(s)},$$

şi aplicînd teorema reziduurilor, după ce în prealabil ne-am asigurat că funcţiile $\psi_0(\tau)$ şi $\varphi_0(\tau)$ sînt analitice, ceea ce atrage după sine — conform unei teoreme cunoscute — că şi produsul lor este o funcţie analitică. În această ultimă ipoteză se obţine următorul şir de aproximaţii succesive :

$$
\left.
\begin{aligned}
\varphi_1(s) &= \varphi_0(s) \\
\varphi_2(s) &= \varphi_0(s) - \frac{1}{F(s)}\,\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left\{\frac{a_{n-1}}{\tau} + a_{n-2}\,\varphi_1(\tau) + \right. \\
&\qquad \left. + \frac{a_{n-3}}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\varphi_1(\tau)\,\varphi_1(s-\tau)\,d\tau + \ldots\right\}\varphi_1(s-\tau)\,d\tau, \\
\varphi_3(s) &= \varphi_0(s) - \frac{1}{F(s)}\,\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left\{\frac{a_{n-1}}{\tau} + a_{n-2}\,\varphi_2(\tau) + \right. \\
&\qquad \left. + \frac{a_{n-3}}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\varphi_2(\tau)\,\varphi_2(s-\tau)\,d\tau + \ldots\right\}\varphi_2(s-\tau)\,d\tau, \\
&\vdots \\
\varphi_n(s) &= \varphi_0(s) - \frac{1}{F(s)}\,\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left\{\frac{a_{n-1}}{\tau} + a_{n-2}\,\varphi_{n-1}(\tau) + \right. \\
&\qquad \left. + \frac{a_{n-3}}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\varphi_{n-1}(\tau)\,\varphi_{n-1}(s-\tau)\,d\tau\right\}\varphi_{n-1}(s-\tau)\,d\tau.
\end{aligned}
\right\} \qquad (14)
$$

Calculul integralelor de forma

$$\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\varphi_k(\tau)\,\varphi_k(s-\tau)\,d\tau,$$

se face utilizînd teorema reziduurilor, integrarea efectuîndu-se de-a lungul unui contur închis, format dintr-o paralelă la axa imaginară (la distanţa α) şi un semicerc a cărui rază $R \to \infty$. Conform lemei lui Jordan, integrala de-a lungul semicercului se anulează, dacă $\varphi_k(\tau) \to 0$, cînd $|r| \to \infty$. Întrucît partea principală din reziduurile datorate polilor funcţiei $\varphi_k(\tau)$, este identică cu aceea a polilor funcţiei $\varphi_k(s-\tau)$, acestea se vor considera în calcule numai o singură dată (a se vedea pentru aceasta G. Doetsch, *op. cit.*, p. 136).

Funcţia complexă $\varphi_n(s)$ este aproximaţia de ordinul n a transformatei Laplace, a funcţiei de timp a curentului $i(t)$. Funcţia originală exprimînd cea de-a n-a aproximaţie a curentului, se obţine făcînd transformata inversă :

$$i_n(t) = \mathfrak{L}^{-1}\varphi_n(s) \equiv \frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty} e^{st}\,\varphi_n(s)\,ds. \qquad (15)$$

Corespondenţa dintre funcţiile originale (în t) şi cele transformate (în s) este tabelată, astfel încît toată problema este de a avea un tabel cît mai complet şi de a-l utiliza corect.

Ca în orice problemă de aproximaţii succesive, trebuie să se demonstreze convergenţa soluţiei. Nu intenţionăm să ne ocupăm aici de acest

lucru, dar vom arăta printr-o serie de exemple — care ilustrează metoda — că pentru o serie întreagă de funcții care se întîlnesc în fizică, convergența este asigurată. Teoretic, metoda nu este limitată decît de restricțiile impuse de aplicarea transformatei Laplace. Singura limitare, o constituie complicațiile care apar în calculul aproximațiilor de la un rang anumit înainte, ca urmare a complexității expresiilor obținute.

3. APLICAȚII LA REZOLVAREA UNOR CIRCUITE ELECTRICE NELINIARE

În cele ce urmează vom ilustra metoda de calcul expusă cu cîteva exemple.

3.1. Rezolvarea unui circuit cu neliniaritate pătratică

a. *Alimentat de la o tensiune electromotoare constantă.* Circuitul este format dintr-o inductanță liniară L, în serie cu rezistența neliniară R_n, a cărei caracteristică pătratică $u = f(i)$ se poate pune sub forma : $P\,[i(t)] = K\,i^2$.

Ecuația (5) se scrie, admițînd că tensiunea electromotoare E se aplică instantaneu la $t = 0$

$$L\frac{di}{dt} + K\,i^2 = E,$$

Observînd că la $t = 0$, $i(0) = 0$, ecuația integrală *imagine* a circuitului se scrie sub forma

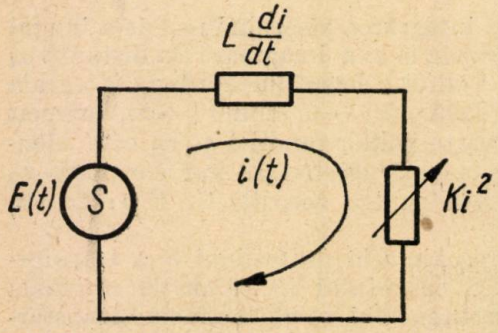


Fig. 2. — Schema unui circuit cu rezistență neliniară pătratică.

$$\varphi(s) = \varphi_0(s) - \frac{K}{LS}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\varphi(\tau)\,\varphi(s-\tau)\,d\tau,$$

cu $\varphi_0(s) = \dfrac{E}{L}\dfrac{1}{S^2}$.

Pornind de la imaginea soluției circuitului liniar $\varphi_0(s)$ și utilizînd teorema reziduurilor, construim șirul (14)

$$\varphi_1(s) = \varphi_0(s)$$

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) - \frac{K}{LS}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left(\frac{E}{L}\right)^2\frac{1}{\tau^2}\frac{1}{(s-\tau)^2}\,d\tau.$$

Funcția de sub semnul $\int$ are doi poli dubli : $\tau^2 = 0$ și $\tau = s$. Partea principală a reziduului Pentru polul dublu $\tau^2 = 0$, fiind aceeași cu a

polului dublu $\tau = s$, aceasta se ia o singură dată. Pentru calculul integralei alegem un contur de integrare, conform figurii 3 (observînd ca funcția de integrat să fie analitică).

Aplicînd teorema reziduurilor pentru polul dublu $\tau^2 = 0$, obținem :

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) - \frac{KE^2}{L^3}\frac{2}{s^4} = \frac{E}{L}\frac{1}{s^2} - \frac{KE^2}{3L^3}\frac{3!}{s^4},$$

$$\varphi_3(s) = \varphi_0(s) - \frac{K}{Ls}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left(\frac{E}{L}\frac{1}{\tau^2} - \frac{KE^2}{3L^3}\frac{3!}{\tau^4}\right)\left[\frac{E}{L}\frac{1}{(s-\tau)^2} - \frac{KE^2}{3L^3}\frac{3!}{(s-\tau)^4}\right]d\tau =$$

$$= \frac{E}{L}\frac{1}{s^2} - \frac{KE^2}{3L^3}\frac{3!}{s^4} + 2\frac{K^2E^3}{15L^5}\frac{5!}{s^6} - \frac{K^3E^4}{63L^7}\frac{7!}{s^8}.$$

Se obține astfel seria al cărei termen general este

$$u_n(s) = (-1)^{n+1}\frac{K^{n-1}E^n}{\beta L^{2n-1}}\frac{(2n-1)!}{s^{2n}}.$$

Este ușor de văzut că seria obținută este convergentă pentru $s \to \infty$. Făcînd inversiunea termenului general găsim expresia

$$v_n(t) = (-1)^{n+1}\frac{K^{n-1}E^n}{\beta L^{2n-1}}t^{2n-1},$$

care generează o serie a cărei convergență este asigurată după criteriul de convergență al seriilor alternate, dacă

$$|v_{n+1}(t)| < |v_n(t)| \to t^2 < \frac{\alpha L^2}{KE}, (\alpha > 1).$$

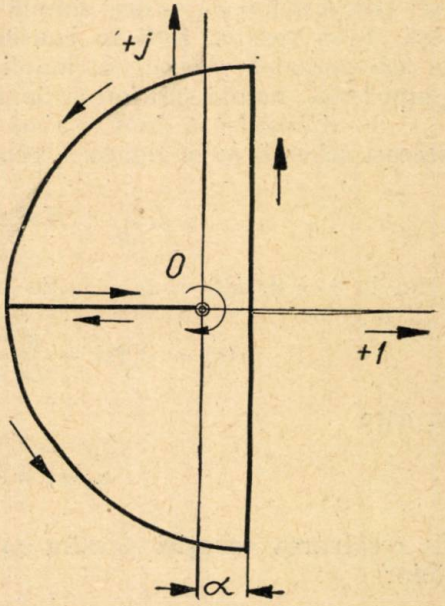


Fig. 3. — Drumul de integrare pentru polul dublu $\tau^2 = 0$.

Rezultă că seria obținută permite obținerea valorilor curentului în primele momente (perioada tranzitorie). Dacă facem inversiunea ultimei aproximații, se găsește

$$i_3(t) = \frac{E}{L}t - \frac{KE^2}{3L^3}t^3 + 2\frac{K^2E^3}{15L^5}t^5 - \frac{K^3E^4}{63L^7}t^7.$$

Observație. Evident șirul de aproximație ar putea fi continuat. Observăm însă că, datorită faptului că variabilele se pot separa

$$\frac{t}{L} = \int_0^i \frac{di}{E - Ki^2}.$$

Presupunînd că integrala se poate efectua, se găseşte în definitiv

$$i(t) = \sqrt{\frac{E}{K}} \operatorname{th}\left(\frac{t}{L}\sqrt{KE}\right).$$

Dacă dezvoltăm în serie de puteri ale lui t, soluţia obţinută pe această cale, se constată o identitate a primilor patru termeni cu seria obţinută sub forma $i_3(t)$. Am găsit aşadar primii patru termeni din expresia

$$i(t) = \lim_{n\to\infty} i_n(t),$$

care reprezintă soluţia căutată. La $t = 0$, $i(0) = 0$.

Observăm că ecuaţia se putea rezolva şi prin metode clasice. Am preferat însă să aplicăm metoda noastră la această ecuaţie care este totuşi neliniară — deşi simplă — pentru ca exemplificarea să fie intuitivă. Vom rezolva însă în continuare, o serie de cazuri mai complexe în care metodele clasice sînt inaplicabile sau conduc la soluţii cu convergenţă lentă, numai sub formă de polinoame în t.

b. *Alimentat de la o tensiune electromotoare sinusoidală.* Considerînd aceeaşi schemă ca în figura 2, ecuaţia circuitului se scrie

$$L\frac{di}{dt} + K i^2 \operatorname{sign} i = E_m \sin \omega t,$$

Cum la $t = 0$, $i(0) = 0$, ecuaţia integrală *imagine* se scrie în acest caz

$$\varphi(s) = \varphi_0(s) - \frac{K}{Ls}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty} \varphi(s-\tau)\,\varphi(\tau)\,d\tau,$$

în care

$$\varphi_0(s) = \frac{E_m\,\omega}{L}\frac{1}{s(s^2+\omega^2)}.$$

În rezolvarea ecuaţiei pornim ca întotdeauna de la soluţia circuitului liniar

$$\varphi_1(s) = \varphi_0(s)$$

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) - \frac{K}{Ls}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left(\frac{E_m\,\omega}{L}\right)^2 \frac{1}{(s-\tau)\,[(s-\tau)^2+\omega^2]}\,\frac{1}{\tau(\tau^2+\omega^2)}\,d\tau.$$

Observăm că funcţia de sub semnul $\int$ are trei poli simpli (care se iau în calcul) şi anume : 0, $+j\omega$ şi $-j\omega$. Dacă se alege un contur de integrare ca cel din figura 4 şi se aplică teorema reziduurilor se găseşte

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) - \frac{K}{Ls}\left(\frac{E_m\,\omega}{L}\right)^2\left[\frac{1}{\omega^2 s(s^2+\omega^2)} - \frac{1}{2\omega^2 s(s+j\omega)(s+2j\omega)} - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{2\omega^2 s(s-j\omega)(s-2j\omega)}\right] = \frac{E_m\,\omega}{L}\frac{1}{s(s^2+\omega^2)} - \frac{6\omega^2 K E_m^2}{L^3}\frac{1}{s^2(s^2+\omega^2)(s^2+4\omega^2)}.$$

Dacă inversăm funcția de mai sus obținem*)

$$i_2(t) = \frac{E_m}{\omega L}(1 - \cos \omega t) + \frac{KE_m^2}{\omega^3 L^3}\left(-\frac{3}{2}\omega t + 2 \sin \omega t - \frac{1}{4}\sin 2\,\omega t\right).$$

3.2. Rezolvarea unui circuit format dintr-o inductanță și o rezistență (liniare), în serie cu o inductanță neliniară, alimentat de o tensiune electromotoare constantă

Schema fiind reprezentată în figura 5, dacă notăm cu $R = R_0 + R_1 + R_n$ rezistența totală a circuitului, ecuația circuitului este

$$L_0 \frac{di}{dt} + Ri + w\frac{d\Phi}{dt} = E.$$

Admitem pentru curba de magnetizare a miezului magnetic al bobinei ecuația

$$\mathfrak{B} = \mu_0 \mathcal{H} - a\mathcal{H}^3,$$

unde $\mu_0 = \left(\frac{\partial \mathfrak{B}}{\partial \mathcal{H}}\right)_{\mathcal{H}=0}$ (permeabilitatea inițială a materialului),

a = constantă care se determină experimental.

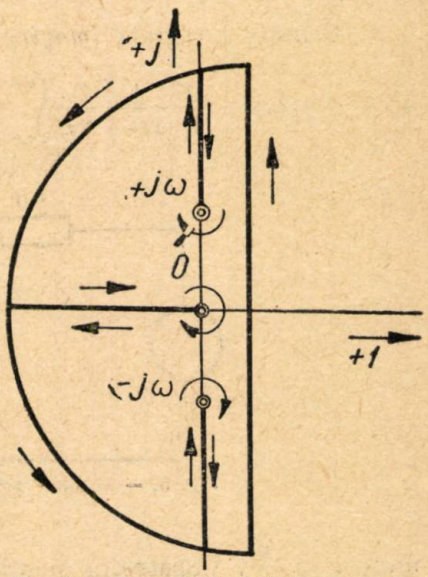


Fig. 4. — Drumul de integrare pentru polii 0, $+j\omega$ și $-j\omega$.

Se mai poate scrie

$$\Phi = \mathfrak{B}S = \frac{Ln_0}{w} i - bi^3, \text{ cu: } L_{n0} = \frac{\mu_0 w^2}{l} S \text{ și } b = \frac{aw^3}{l^3} S.$$

Cu aceste observații, ecuația de principiu se scrie

$$L\frac{di}{dt} + Ri - K\frac{d}{dt} i^3 = E,$$

unde am notat

$$L_0 + L_{n0} = L,$$
$$wb = K.$$

Aplicînd transformata Laplace ecuației obținute — ținînd seama că $\frac{d}{dt} i^3 = 3i^2 \frac{di}{dt}$ și de faptul că la $t = 0$, $i(0) = 0$ — se obține

$$(Ls + R)\,\mathfrak{L}\,i - 3K\,\mathfrak{L}\left\{i^2 \frac{di}{dt}\right\} = \mathfrak{L}\,E,$$

*) Reprezentarea neliniarității pătratice prin relația $Ki^2(t)$, corespunde fenomenului fizic numai pentru $i(t) > 0$ (deoarece $i(t) < 0$ implică $i^2(t) > 0$, ceea ce nu corespunde fenomenului). Relația exactă este de forma: Ki^2 (t) *signum* i. În consecință soluția obținută în acest caz, este valabilă numai atîta timp cît $i(t) > 0$.

unde

$$\mathfrak{L}\left\{i^2\frac{di}{dt}\right\} = \frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left\{\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\varphi(s-\tau-\tau_1)\,\varphi(\tau_1)\,d\tau_1\right\}\tau\varphi(\tau)\,d\tau,$$

Ecuația integrală *imagine* se scrie

$$\varphi(s) = \varphi_0(s) + \frac{3K}{L}\frac{1}{s+\alpha}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left\{\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\varphi(s-\tau-\tau_1)\,\varphi(\tau_1)\,d\tau_1\right\}\tau\varphi(\tau)\,d\tau,$$

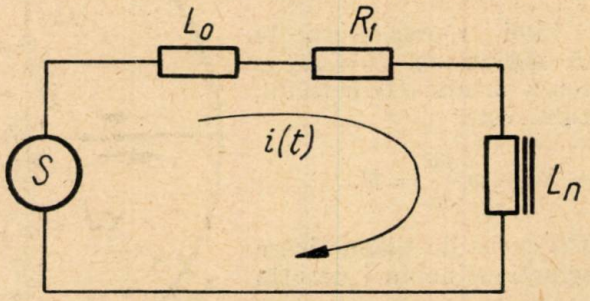


Fig. 5. — Schema unui circuit cu inductanță neliniară.

unde $\alpha = \frac{R}{L}$. Construim șiruri de aproximații succesive ca mai sus, pornind de la soluția circuitului liniar

$$\varphi_1(s) = \varphi_0(s) = \frac{E}{L}\frac{1}{s(s+\alpha)}$$

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) +$$

$$+\frac{3K}{L}\frac{1}{s+\alpha}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left\{\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left(\frac{E}{L}\right)^2\frac{1}{(s-\tau-\tau_1)(s-\tau-\tau_1+\alpha)}\,\frac{d\tau_1}{\tau_1(\tau_1+\alpha)}\right\}\frac{E\,d\tau}{L(\tau+\alpha)}.$$

Dintre polii funcției intră în calcul numai : 0 și $-\alpha$, care au fost reprezentați și în figura 6, unde se vede și conturul de integrare care închide polii.

Rezultă într-o primă etapă, aplicînd teorema reziduurilor (poli 0 și $-\alpha$)

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) +$$

$$+\frac{3K}{L}\frac{1}{s+\alpha}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left(\frac{E}{L}\right)^3\left\{\frac{1}{\alpha(s-\tau)(s-\tau+\alpha)} - \frac{1}{\alpha(s-\tau+\alpha)(s-\tau+2\alpha)}\right\}\frac{d\tau}{\tau+\alpha}.$$

În a doua etapă, aplicînd aceeași teoremă (pentru polul $-\alpha$)

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) + \frac{3K}{\alpha L}\left(\frac{E}{L}\right)^3\left\{\frac{1}{(s+\alpha)^2(s+2\alpha)} - \frac{1}{(s+\alpha)(s+2\alpha)(s+3\alpha)}\right\}.$$

Dacă inversăm pe $\varphi_2(s)$ obținem

$$i_2(t) = \frac{E}{R}(1 - e^{-\alpha t}) + \frac{3K}{L}\left(\frac{E}{R}\right)^3 \left\{\left(\alpha t - \frac{3}{2}\right) e^{-\alpha t} + 2e^{-2\alpha t} - \frac{1}{2} e^{-3\alpha t}\right\}.$$

Ultima expresie constituie aproximația de ordinul 2 a lui $i(t)$. Procedînd în același mod ca mai sus, se obține cea de a 3-a iterată $\varphi_3(s)$, polii care intervin în calcule fiind : $0, -\alpha, -2\alpha$ și -3α.

Să mai observăm că următoarea aproximație a imaginii curentului $i_3(t)$ ar urma să aibă un număr de termeni relativ mare, dar că acești termeni sînt ușor de inversat. La $t=0$, $i_2(0) = 0$, ceea ce și trebuie. Este de remarcat că atunci cînd $t \to \infty$

$$i(t) \to \frac{E}{R}$$

ceea ce era de așteptat (valoarea staționară).

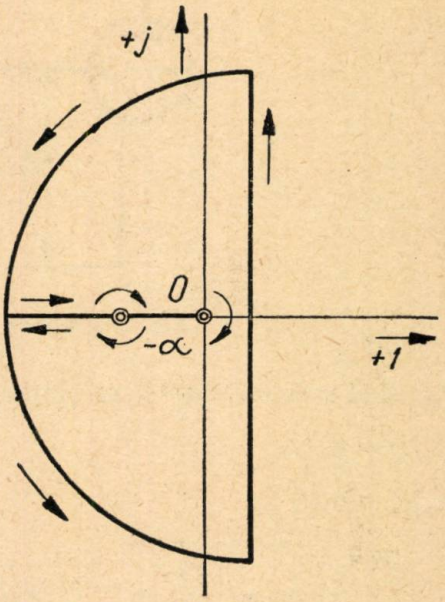


Fig. 6. — Conturul de integrare pentru polii 0 și $-\alpha$.

3.3. Rezolvarea ecuației oscilatorului electronic (van der Pol)

Dacă se aproximează caracteristica neliniară a oscilatorului (curent anodic, funcție de tensiunea de grilă) prin

$$i_a = a_0 + a_1 u + a_3 u^3$$

se găsește ecuația oscilatorului electronic sub forma [13]

$$\frac{d^2u}{dt^2} + (2\beta_0 + \gamma u^2)\frac{du}{dt} + \omega^2 u = 0.$$

Dacă scriem ecuația sub forma

$$\ddot{u} + 2\beta_0 \dot{u} + \omega^2 u + \frac{\gamma}{3}\frac{d}{dt} u^3 = 0,$$

și aplicăm transformata $\mathfrak{L}$ pentru condiții inițiale

$$u(0) = u_0 \text{ și } \dot{u}(0) = 0,$$

se găsește următoarea ecuație integrală *imagine* a circuitului oscilant

$$\varphi(s) = \varphi_0(s) - \frac{\gamma s}{3F(s)} \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \left\{ \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \varphi(s - \tau - \tau_1)\, \varphi(\tau_1)\, d\tau_1 \right\} \varphi(\tau)\, d\tau$$

unde $\varphi_0(s) = \dfrac{u_0(s + 2\beta)}{F(s)}$, iar : $\beta = \beta_0 + \dfrac{\gamma u_0^2}{6}$.

$$F(s) = s^2 + 2\beta s + \omega^2 = (s + \beta)^2 + \Delta^2 = (s + a)(s + b).$$

În ultima relație

$$\Delta = \omega^2 - \beta^2$$

$a,\ b =$ soluțiile ecuației $F(s) = 0$.

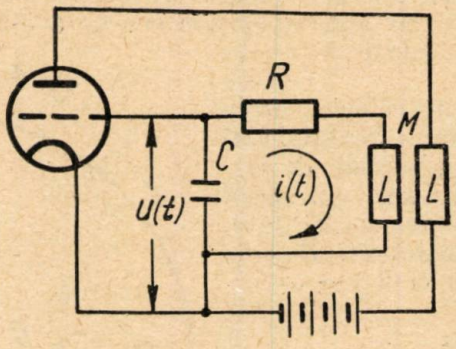


Fig. 7. — Schema unui oscilator neliniar.

Aplicînd metoda noastră se obține

$$\varphi_1(s) = \varphi_0(s)$$

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) -$$

$$- \frac{\gamma s}{3F(s)} \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \left\{ \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \frac{u_0(s - \tau - \tau_1 + 2\beta)}{(s - \tau - \tau_1 + a)(s - \tau - \tau_1 + b)} \frac{u_0(\tau_1 + 2\beta)}{(\tau_1 + a)(\tau_1 + b)} d\tau_1 \right\} \frac{u_0(\tau + 2\beta)\, d\tau}{(\tau + a)(\tau + b)}.$$

Teorema reziduurilor aplicată de două ori pentru polii simpli $-a$ și $-b$, pe un contur de integrare ca în figura 8, conduce la

$$\varphi_2(s) = \varphi_0(s) - \frac{\gamma u_0^3}{3(a-b)^2} \left\{ (-a + 2\beta)^2 \frac{s^2 + 2(a+\beta)s}{(s+3a)(s+2a+b)[(s+\beta)^2 + \Delta^2]} - \right.$$

$$- 2(-a + 2\beta)(-b + 2\beta) \frac{s^2 + (a + b + 2\beta)s}{(s+2a+b)(s+a+2b)[(s+\beta)^2 + \Delta^2]} +$$

$$\left. + (-b + 2\beta)^2 \frac{s^2 + 2(b+\beta)s}{(s+3b)(s+a+2b)[(s+\beta)^2 + \Delta^2]} \right\}.$$

Dacă inversăm această funcție se găsește

$$u_2(t) = \frac{u_0}{b-a} \left\{ 2\beta (e^{-at} - e^{-bt}) + be^{-bt} - ae^{-at} \right\} - \frac{\gamma u_0^3}{3(a-b)^3} \left\{ F_1 e^{-\beta t} + F_2 e^{-3at} + \right.$$

$$+ F_3 e^{-(2a+b)t} + F_4 e^{-3bt} + F_5 e^{-\beta t} \sin(\Delta t + \theta_1) + F_6 e^{-\beta t} \sin(\Delta t + \theta_2) +$$

$$\left. + F_7 e^{-\beta t} \sin(\Delta t + \theta_3) \right\},$$

în care $F_1 \ldots F_7$ sînt funcții de a, b, β și Δ avînd următoarele expresii:

$$F_1 = (-a+2\beta)^2 \frac{(2a+b)^2 - 2(a+\beta)(2a+b)}{(\beta-2a-b)^2+\Delta^2} - 2(-a+$$

$$+2\beta)(-b+2\beta)\frac{(a+2b)^2-(a+b+2\beta)(a+2b)}{(\beta-a-2b)^2+\Delta^2} -$$

$$-(-b+2\beta)^2\frac{(a+2b)^2-2(b+\beta)(a+2b)}{(\beta-a-2b)^2+\Delta^2},$$

$$F_2 = -(-a+2\beta)^2\frac{9a^2-6a(a+\beta)}{(\beta-3a)^2+\Delta^2},$$

$$F_3 = 2(-a+2\beta)(-b+$$

$$+2\beta)\frac{(2a+b)^2-(a+b+2\beta)(2a+b)}{(\beta-2a-b)^2+\Delta^2},$$

$$F_4 = (-b+2\beta)^2\frac{9b^2-6b(b+\beta)}{(\beta-3b)^2+\Delta^2},$$

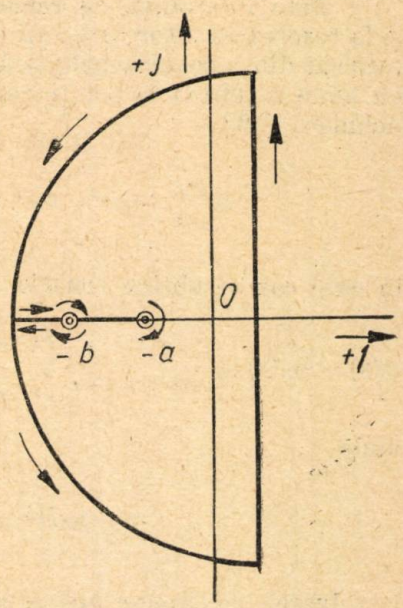


Fig. 8. — Drumul de integrare pentru polii $-a$ și $-b$.

$$F_5 = \frac{(a-b)(-a+2\beta)^2}{\Delta}\left\{\frac{[\beta^2-\Delta^2-2\beta(a+\beta)]^2+4a^2\Delta^2}{[(2a+b-\beta)^2+\Delta^2](3a-\beta)^2+\Delta^2}\right\}^{\frac{1}{2}},$$

$$F_6 = -2\frac{(a-b)(-a+2\beta)(-b+2\beta)}{\Delta}\left\{\frac{[\beta^2-\Delta^2-\beta(a+b+2\beta)]^2+(a+b)^2\Delta^2}{[(a+2b-\beta)^2+\Delta^2](2a+b-\beta)^2+\Delta^2}\right\}^{\frac{1}{2}},$$

$$F_7 = \frac{(a-b)(-b+2\beta)^2}{\Delta}\left\{\frac{[\beta^2-\Delta^2-2\beta(b+\beta)]^2+4b^2\Delta^2}{[(a+2b-\beta)^2+\Delta^2](3b-\beta)^2+\Delta^2}\right\}^{\frac{1}{2}}.$$

De asemenea, pentru θ_1, θ_2 și θ_3 avem următoarele expresii în funcție de a, b, β și Δ

$$\theta = -\operatorname{arc\,tg}\frac{2a\Delta}{\Delta^2+2\beta a+\beta^2} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\Delta}{3a-\beta} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\Delta}{2a+b-\beta},$$

$$\theta_2 = -\operatorname{arc\,tg}\frac{(a+b)\Delta}{\Delta^2+\beta(a+b)+\beta^2} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\Delta}{2a+b-\beta} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\Delta}{a+2b-\beta},$$

$$\theta_3 = -\operatorname{arc\,tg}\frac{2b\Delta}{\Delta^2+2\beta b+\beta^2} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\Delta}{3b-\beta} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\Delta}{a+2b-\beta}.$$

4. CÎTEVA ASPECTE, OBSERVAȚII ȘI CONCLUZII

Este interesant de remarcat că metoda expusă poate fi aplicată și la rezolvarea altor categorii de ecuații diferențiale ale fizicii matematice (ecuații din mecanica neliniară, căldură etc.). Astfel ea s-ar putea aplica cu bune rezultate la soluționarea ecuației vibrațiilor forțate în sistemele neliniare [10]

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + kx - \delta x^3 = F_0 \cos \omega t, \qquad (k > 0,\ \delta \lesseqgtr 0)$$

în care caz se obține ecuația integrală *imagine.*

$$\varphi(s) = \varphi_0(s) + \frac{\delta}{ms^2 + k}\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\left\{\frac{1}{2\pi j}\int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}\varphi(s-\tau-\tau_1)\,\varphi(\tau_1)\,d\tau_1\right\}\varphi(\tau)\,d\tau,$$

unde

$$\varphi_0(s) = \frac{F_0 s}{(s^2 + \omega^2)(ms^2 + k)}.$$

Rezolvarea presupune aplicarea teoremei reziduurilor pentru polii simpli

$$\pm j\omega \text{ și } \pm j\sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Trebuie să spunem că metoda este aplicabilă sistemelor quiescente, în care funcțiile care intervin au transformată Laplace. Soluția $\varphi_0(s)$ de la care pornim, trebuie să aibă poli ușori calculabili (sau cel puțin calculabili) și situați în stînga drumului de integrare, care este o axă paralelă cu axa imaginară [8], [9].

Exactitatea soluției depinde, evident, de ordinul aproximației la care ne oprim. Foarte utilă se dovedește în acest caz o mașină electronică de calcul numeric, care ar putea calcula foarte repede coeficienții soluției. Limitările proprii metodei de tehnică operatorie, care se folosește, ar trebui clarificate printr-o cercetare matematică ce trebuie să meargă mai mult în adîncime, în special în privința existenței și unicității soluției, precum și a convergenței iteratelor. Sperăm să facem acest lucru cu prilejul unor cercetări ulterioare.

Metoda pe care o propunem pentru rezolvarea circuitelor electrice neliniare, ne dă soluția aproximativă și în unele cazuri chiar exactă pentru regimul tranzitoriu. Ea se bazează pe teoria ecuațiilor integrale, la a cărei fundamentare matematicianul T r a i a n L a l e s c u, a adus o contribuție importantă [1], [4].

Este de presupus, că această metodă va putea fi extinsă şi la aprecierea stabilităţii dinamice a sistemelor neliniare şi chiar la găsirea unor criterii de stabilitate a acestora. Nu putem însă spune acelaşi lucru şi despre posibilitatea aplicării ei, în cazul unei neliniarităţi nepolinomiale.

Metoda expusă în lucrarea de faţă este originală şi considerăm că unele îmbunătăţiri şi perfecţionări nu sînt excluse.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ ПО НЕЛИНЕЙНЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ЦЕПЯМ С ПОМОЩЬЮ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ ЛАПЛАСА

РЕЗЮМЕ

Для определения переходного и установившегося режимов в нелинейных электрических цепях необходима правильная формулировка нелинейного дифференциального уравнения, которому подчиняется соответствующая система, а также интегрирование получаемого уровнения.

В настоящей работе предлагается метод для формулирования и интегрирования нелинейных уравнений электрических цепей. Согласно этому методу нелинейное уравнение электрической цепи получает вид — с помощью преобразований Лапласа — интегрального уравнения в комплексном плане, называемого „интегральное зеркальное уравнение" цепи. Это уравнение:

$$\varphi(s) = \varphi_0(s) - \frac{1}{F(s)} \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha - j\infty}^{\alpha + j\infty} \psi(\tau)\, \varphi(s - \tau)\, d\tau$$

решается итеррационным способом с помощью теоремы остатков.

Метод предполагает либо то, что характеристики нелинейных элементов являются известными, либо то, что их апроксимирование с помощью однородных полиномов является возможным. В заключение даны несколько расчетных примеров, иллюстрирующих этот метод.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема нелинейной цепи.
Рис. 2. — Схема цепи с квадратичным нелинейным сопротивлением.
Рис. 3. — Путь интегрирования для двойного полюса $\tau^2 = 0$.
Рис. 4. — Путь интегрирования для полюсов $0, +j\omega$ и $-j\omega$,
Рис. 5. — Схема цепи с нелинейной индуктивностью.
Рис. 6. — Контур интегрирования для полюсов 0 и $-\alpha$.
Рис. 7. — Схема нелинейного осциллятора.
Рис. 8. — Путь интегрирования для полюсов $-a$ и $-b$.

LA SOLUTION DES CIRCUITS ÉLECTRIQUES NON LINÉAIRES AU MOYEN DE LA TRANSFORMATION DE LAPLACE

RÉSUMÉ

Afin de déterminer le régime transitoire et stationnaire dans les circuits électriques non linéaires, il faut écrire correctement l'équation différentielle non linéaire régissant le système respectif, ainsi que l'intégration de l'équation ainsi obtenue.

Dans le présent travail on propose une méthode pour écrire et intégrer les équations non linéaires des circuits électriques. Selon cette méthode, l'équation non linéaire d'un circuit électrique se transforme, par l'intermédiaire de la transformation de Laplace, dans une équation intégrale dans le plan complexe, appelée équation intégrale *image* du circuit. Cette équation, de la forme

$$\varphi(s) = \varphi_0(s) - \frac{1}{F(s)} \frac{1}{2\pi j} \int_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty} \psi(\tau)\, \varphi(s-\tau)\, d\tau,$$

est résolue par une méthode d'itération, en appliquant le théorème des résidus.

La méthode admet la connaissance des caractéristiques des éléments non linéaires, ou bien la possibilité de leur approximation par des polynômes homogènes. En outre, la méthode est illustrée par quelques exemples de calcul.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma d'un circuit non linéaire.
Fig. 2. — Schéma d'un circuit à résistance non linéaire quadratique.
Fig. 3. — Chemin d'intégration pour le pôle double $\tau^2 = 0$.
Fig. 4. — Chemin d'intégration pour les pôles 0, $+j\omega$ et $-j\omega$.
Fig. 5. — Schéma d'un circuit à inductance non linéaire.
Fig. 6. — Contour d'intégration pour les pôles 0 et $-\alpha$.
Fig. 7. — Schéma d'un oscillateur non linéaire.
Fig. 8. — Chemin d'intégration pour les pôles $-a$ et $-b$.

BIBLIOGRAFIE

1. T. LALESCU, *Introduction à la théorie des équations intégrales*. Paris, 1912.
2. G. DOETSCH, *Handbuch der Laplace-Transformation*. Verlag Birkhäuser, Basel, 1950.
3. MAC LACHLAN, *Ordinary non-linear differential equations, in engineering and physical sciences*. Oxford at the Clarendon Press, 1950.
4. L. A. PIPES, *Applications of integral equations to the solution of non-linear electric circuit problems*. Trans. Amer. Inst. Electr. Engrs., 72, 445—450 (1953).
5. С. А. ГИНСБУРГ, *Нелинейные цепи и их функциональные характеристики*. Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1958.

6. A. M. Ляпунов, *Общая задача об устойчивости движения*. Гостехиздат, Москва, 1950.
7. I. Cîrstoiu, *Un nouveau théorème du produit dans le calcul symbolique*. Comptes rendus de l'Académie des Sciences de Paris, **232**,3 (1951).
8. K. W. Wagner, *Operatorenrechnung und Laplacesche Transformation*. J. A. Barth, Leipzig, 1950.
9. K. Simonyi, *Theoretische Elektrotechnik*. Deutscher Verlag der Wissenschaften, Berlin, 1956.
10. L. A. Pipes, *Applied mathematics for engineers and physicists*. Mac Graw-Hill Book Cie, New York and London, 1946.
11. A. N. Crîlov, *Lecții de calcule prin aproximații*. Ed. tehnică, București, 1957.
12. I. I. Teumin, *Îndreptar privind regimurile tranzitorii*. Ed. tehnică, București, 1956.
13. A. A. Harkevici, *Fenomene neliniare și parametrice în radiotehnică*. Ed. tehnică, București, 1958.

SEPARĂRI GRAVIMETRICE COMPARATIVE DIN SORTURILE GRANULOMETRICE INIȚIALE ALE CĂRBUNILOR DE LA PETRILA ȘI LUPENI *)

DE

I. BLUM, FR. BOLCHI, I. NISTOR, N. IMBREA și V. CIOLAC

GENERALITĂȚI

În ultimele decenii, caracterul industriei carbonifere s-a schimbat considerabil, prin trecerea unor cărbuni neaglutinanți de la folosirea exclusivă termoenergetică, la utilizarea tehnologică, fie pentru obținerea cocsului metalurgic, fie pentru prelucrări chimice-produși chimici, petrol sintetic etc. Chimiei cărbunelui îi revine rolul de a rezolva aceste importante probleme, dar progresele realizate pînă acum pe plan științific nu merg paralel cu cele realizate pe plan tehnologic, unde s-au obținut unele rezultate remarcabile. Această rămînere în urmă pe plan științific este datorită în mare parte metodelor de cercetare utilizate. Cercetarea chimică a cărbunelui prezintă două aspecte negative [1], [2]:

1. descompunerea cărbunelui este ireversibilă;
2. constituenții chimici din cărbuni și substanțele obținute prin descompunere pirogenetică sînt uneori prea complexe pentru a fi studiate ca atare, întrucît cărbunele nu este o substanță omogenă, ci un complex alcătuit din componenți cu proprietăți fizice și chimice mult diferite.

Studiul cărbunelui și în special al huilelor, considerate ca un tot, a dat la iveală un important material științific, totuși insuficient pentru completa lămurire a comportării cărbunilor în diverse procese tehnologice. Pentru cercetări mai profunde, care să pătrundă dincolo de suprafața fenomenelor, este necesar studiul părților componente ale cărbunilor. Două variabile permit definirea și caracterizarea cărbunilor: componența petrografică și gradul de incarbonizare al masei genetice legate indisolubil de faza biogenetică.

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 15 ianuarie 1960.

Separarea unor grupe de componenţi structurali, prin metoda fracţionării gravimetrice se bazează pe existenţa unor corelaţii fizice şi petrografice între componenţii din cărbuni [3]. Metoda constă în fracţionarea măcinatelor cărbunoase — sub 250μ — în lichide organice de diferite greutăţi specifice, iar pentru accelerarea separării particulelor este folosit cîmpul centrifugal — 20 000 — 25 000 rot/min.

Dat fiind diferenţierea de comportare reologică în procesele pirogenetice a cărbunilor din Valea Jiului, pe diferite zăcăminte şi chiar în stratele aceluiaşi zăcămînt, aplicarea metodei fracţionării gravimetrice pe sorturi granulometrice iniţiale rezultate în exploatarea normală urmăreşte identificarea rezidenţei caracteristicilor tehnologice diferite, în cercetarea repartiţiei cărbunoase pe aceste clase gravimetrice. Pentru aceasta, au fost luaţi în studiu cărbunii Petrila şi Lupeni, care după cum se ştie au caracteristici deosebite tehnologice, cu toate că exploatările aparţin aceluiaşi bazin carbonifer amintit.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Cercetările s-au aplicat unor probe reprezentative obţinute de la minele Petrila şi Lupeni, din exploatarea normală, evitîndu-se zdrobiri ulterioare.

Cărbunii bruţi au fost clasaţi prin ciuruire; repartiţia granulometrică pe clasele iniţiale este prezentată în tabela 1.

Tabela 1

Compoziţia granulometrică a cărbunilor de Petrila şi Lupeni

Cărbunii / Sort granulometric, mm	Petrila (nr. de cod 711) %	Lupeni (nr. de cod 623) %
>50	16,7	21,8
50—25	14,4	12,2
25—10	24,7	20,8
10— 5	17,8	16,3
5— 3	9,7	11,9
3— 1	13,3	6,9
1— 0	3,4	9,1
Total	100,0	100,0

La clasarea granulometrică se observă, între clasele mai mari de 5 mm, valori apropiate; aceste clase cuprind cea mai mare parte din cărbunii de studiat. Pentru caracterizare, conţinutul de steril al probelor iniţiale a fost redus prin spălare, în medii dense ($d = 1{,}35$) [4] pînă la valori acceptabile. Caracteristicile chimico-tehnice, după spălare a probelor integrale ale cărbunilor studiaţi, sînt prezentate în tabela 2 (stas nr. 5264, 5265, 5268 din 1956).

Tabela 2

Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor Petrila şi Lupeni, probe medii

Compoziţie / Cărbuni	W_t^a %	A^a %	$V^{m.c.}$ %
Petrila	3,60	5,43	43,36
Lupeni	2,30	6,42	41,95

Rezultatele aceloraşi determinări dar pe cărbunii clasaţi sînt prezentate în tabela 3.

Tabela 3

Caracteristicile tehnice ale sorturilor granulometrice iniţiale rezultate în exploatarea normală a cărbunilor Petrila şi Lupeni, după spălare ($d = 1,35$)

Cărbunii / Sort granulometric mm	Petrila			Lupeni		
	W_t^a %	A^a %	$V^{m.c.}$ %	W_t^a %	A^a %	$V^{m.c.}$ %
>50	3,60	5,45	42,30	2,60	6,56	41,80
50—25	3,71	3,21	43,51	2,45	6,26	41,90
25—10	2,95	5,60	43,38	2,39	5,66	42,00
10— 5	3,89	5,15	43,90	1,43	6,90	42,45
5— 3	3,12	4,91	43,58	1,92	6,16	41,70
3— 1	3,50	4,45	43,60	2,33	5,75	42,02
1— 0	4,11	5,08	43,22	2,61	8,64	41,50

Din analiza tehnică a sorturilor granulometrice individual spălate nu se observă diferenţieri pregnante în conţinutul de materii volatile; oarecare mici deosebiri apar în repartiţia cenuşii.

După analize, cărbunii pe clase au fost măcinaţi — sub 25 mm — iar măcinatul a fost fracţionat în lichide grele*) de diferite densităţi [5]; separarea a fost accelerată într-o ultracentrifugă „Cepa" la o turaţie de 20 000 rot/min.

În tabelele 4 şi 5 sînt prezentate randamentele rezultate pe fracţiuni densimetrice ale sorturilor granulometrice iniţiale de la exploatările luate în studiu.

Ca urmare a separării gravimetrice pe sorturi granulometrice, se observă:

a) la cărbunii Petrila:

— există un interval densimetric maximal, cuprins între 1,35 şi 1,28 în care se separă circa 75% din cărbunele iniţial clasat granulometric — 50% la densitatea 1,30 şi 25% la densitatea 1,28;

*) Lichidele grele erau obţinute din amestecuri de benzen şi tetraclorură de carbon.

Tabela 4

Randamentele de separare gravimetrică ale sorturilor granulometrice iniţiale rezultate la exploatarea normală a cărbunilor de la Petrila

Sort granulometric, mm / Separat gravimetric la densitatea		>50	50–25	25–10	10–5	5–3	3–1	1–0	Media randament
>1,35	%	8,5	9,0	8,3	8,0	9,3	7,8	5,2	8,0
1,35–1,30	%	41,3	48,3	54,7	42,3	46,3	45,4	35,8	44,9
1,30–1,28	%	27,0	26,4	24,0	27,7	25,0	25,0	20,6	25,1
1,28–1,26	%	19,7	7,5	6,7	10,3	12,7	10,4	13,4	11,6
<1,26	%	—	5,7	3,0	9,0	4,3	8,0	18,8	6,9
Recuperat	%	96,5	96,9	96,7	97,3	97,6	96,6	93,8	96,5
Pierderi	%	3,5	3,1	3,3	2,7	2,4	3,4	6,2	3,5
Total	%	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

Tabela 5

Randamentele de separare gravimetrică ale sorturilor granulometrice iniţiale rezultate la exploatarea normală a cărbunilor de la Lupeni

Sort granulometric, mm / Separat gravimetric la densitatea		>50	50–25	25–10	10–5	5–3	3–1	1–0	Media randament
>1,35	%	9,7	10,6	8,9	7,8	9,4	5,8	6,8	8,4
1,35–1,30	%	11,6	11,7	10,0	7,1	9,9	7,0	7,6	9,2
1,30–1,28	%	16,0	16,0	14,6	12,6	12,6	13,1	11,6	13,7
1,28–1,27	%	23,0	24,0	18,0	18,0	18,7	20,6	20,3	20,4
1,27–1,26	%	23,0	22,0	26,0	26,4	22,4	26,9	26,1	24,7
1,26–1,25	%	15,2	13,9	11,2	13,0	14,5	12,5	12,0	13,2
<1,25	%	—	—	9,3	12,7	11,5	11,0	9,7	7,7
Recuperat	%	98,5	98,2	98,0	97,5	98,0	96,9	94,0	97,3
Pierderi	%	1,5	1,8	2,0	2,5	2,0	3,1	6,0	2,7
Total	%	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

— intervalul de separare pentru toate sorturile granulometrice este cuprins în general între densitatea 1,35—1,26 ; se observă la clasa 1—0 mm, o cantitate mai mare de separat 18,8%, la densitatea 1,26 ;

b) la cărbunii Lupeni :

— există de asemenea un interval densimetric maximal, cuprins între 1,30—1,26, în care se separă circa 45% din cărbunele iniţial clasat granulometric, cu menţiunea, că pentru primele două clase (> 50 şi 50—25) separatul maxim, este la densitatea 1,27, iar pentru celelalte clase la densitatea 1,26 ;

— în general, nu se observă diferenţieri marcante, la diversele densităţi cu care s-a lucrat, între randamentele de separare, cum se observă la cărbunii de la Petrila.

Figurile 1 și 2 reprezintă randamentele de separare gravimetrică a sorturilor granulometrice rezultatele la exploatarea normală a cărbunilor de Petrila și Lupeni; s-au trecut pe orizontală randamentele iar pe verticală densitățile de separare [5].

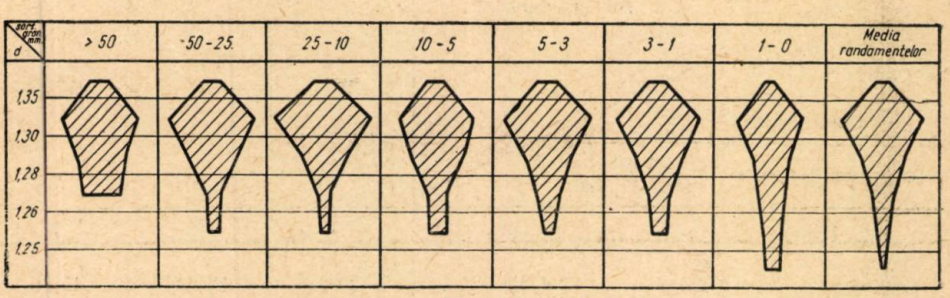


Fig. 1

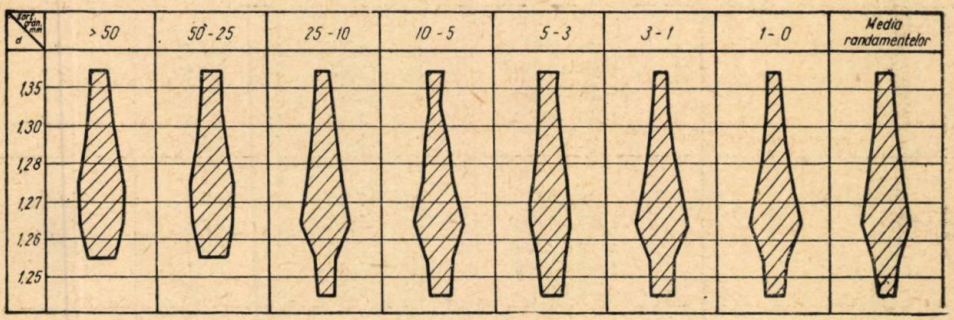


Fig. 2

Din reprezentarea grafică de separare gravimetrică, rezultă:

— între cărbunii de la Petrila (nr. cod 711) și cei de la Lupeni (nr. cod 623) sînt deosebiri nete, evidențiate și în urma separărilor gravimetrice, atît în privința randamentelor de separare în diversele intervale cît și în mărimea intervalului de separare;

— sorturile granulometrice naturale păstrează în general, alura de separare a cărbunelui inițial, astfel încît nu se poate vorbi de diferențieri pregnante ale separatelor gravimetrice pe clase granulometrice ale cărbunilor studiați; totuși, la clasele granulometrice mai mari se observă un interval de separare mai îngust.

Asupra sorturilor gravimetrice s-au determinat caracteristicile tehnice care sînt prezentate în tabelele 6 și 7.

Din caracteristicile tehnice ale separatelor gravimetrice, din sorturile granulometrice inițiale, obținute la exploatarea normală a cărbunilor de la Petrila și Lupeni rezultă:

— conținutul — pe sort granulometric și clase densimetrice — în cenușă și materii volatile variază în sens contrar una față de cealaltă,

Tabela 6

Caracteristici tehnice ale separatelor gravimetrice pe sorturi granulometrice inițiale, rezultate la exploatarea normală a cărbunilor de la Petrila

Analiza tehnică / Caracteristici		W^a	A^a	$V^{m.c.}$
Sort granulometric	Sort gravimetric la dens.			
mm		%	%	%
>50	>1,35	2,90	20,24	45,11
	1,35—1,30	2,39	4,88	38,20
	1,30—1,28	3,40	4,25	40,82
	<1,28	3,46	3,10	46,02
50—25	>1,35	1,70	15,54	44,83
	1,35—1,30	2,45	2,24	38,02
	1,30—1,28	2,21	2,18	39,97
	1,28—1,26	1,19	2,10	42,49
	<1,26	1,53	1,20	44,24
25—10	>1,35	1,25	21,73	45,31
	1,35—1,30	1,06	4,92	39,00
	1,30—1,28	1,34	3,84	41,25
	1,28—1,26	1,47	3,21	43,82
	<1,26	1,15	2,25	47,70
10— 5	>1,35	1,10	21,42	45,84
	1,35—1,30	0,52	4,65	38,83
	1,30—1,28	0,28	3,68	39,09
	1,28—1,26	1,22	2,96	42,10
	<1,26	1,78	1,80	47,01
5 — 3	>1,35	1,13	19,58	44,78
	1,35—1,30	1,15	4,16	38,89
	1,30—1,28	1,98	3,48	40,25
	1,28—1,26	1,81	3,02	42,20
	<1,26	1,08	1,87	46,38
3 — 1	>1,35	2,15	18,83	45,59
	1,35—1,30	1,51	4,51	38,47
	1,30—1,28	1,04	3,15	41,05
	1,28—1,26	0,89	2,10	41,83
	<1,26	0,65	1,43	49,25
1 — 0	>1,35	2,03	19,72	46,08
	1,35—1,30	1,20	4,82	38,02
	1,30—1,28	1,66	4,08	39,12
	1,28—1,26	1,32	3,03	43,15
	<1,26	1,79	2,09	47,60

Tabela 7

Caracteristici tehnice ale separatelor gravimetrice pe sorturi granulometrice inițiale, rezultate la exploatarea normală a cărbunilor de la Lupeni

Caracteristici / Analiza tehnică		W^a	A^a	$V^{m.c.}$
Sort granulometric	Sort gravimetric la densitatea			
mm		%	%	%
>50	>1,35	2,76	25,20	41,05
	1,35—1,30	2,68	8,42	39,87
	1,30—1,28	2,32	5,92	40,51
	1,28—1,27	1,75	4,63	41,13
	1,27—1,26	2,08	2,99	41,71
	<1,26	1,68	2,86	42,90
50—25	>1,35	2,18	25,00	41,12
	1,35—1,30	2,13	7,49	39,88
	1,30—1,28	2,03	4,56	40,36
	1,28—1,27	2,68	3,23	40,85
	1,27—1,26	3,38	2,43	41,46
	<1,26	2,46	2,10	43,80
25—10	>1,35	2,03	20,70	42,19
	1,35—1,30	1,87	8,75	39,76
	1,30—1,28	2,30	4,84	40,66
	1,28—1,27	2,11	3,36	41,52
	1,27—1,26	2,36	2,81	42,24
	1,26—1,25	2,27	2,53	43,08
	<1,25	2,25	1,94	44,18
10 — 5	>1,35	1,46	21,10	41,56
	1,35—1,30	1,73	9,56	40,03
	1,30—1,28	1,32	6,88	41,10
	1,28—1,27	1,43	5,86	42,38
	1,27—1,26	1,19	4,73	43,01
	1,26—1,25	1,08	3,77	43,27
	<1,25	1,02	2,7o	44,51
5 — 3	>1,35	2,07	23,90	41,77
	1,35—1,30	2,00	8,12	39,76
	1,30—1,28	1,81	5,18	40,10
	1,28—1,27	1,83	4,23	40,02
	1,27—1,26	1,76	3,62	42,27
	1,26—1,25	2,25	2,95	43,14
	<1,25	1,56	2,18	43,92
3 — 1	>1,35	1,56	24,15	40,25
	1,35—1,30	1,35	8,10	39,23
	1,30—1,28	1,43	5,05	40,63
	1,28—1,27	1,12	4,82	41,84
	1,27—1,26	2,36	3,96	42,76
	1,26—1,25	1,98	3,46	43,15
	<1,25	2,91	2,39	44,33

Tabela 7 (urmare)

Caracteristici / Analiza tehnică		W^a	A^a	$V^{m.c.}$
Sort granulometric	Sort gravimetric la dens.			
mm		%	%	%
1 — 0		1,91	29,40	41,05
	>1,35	2,18	10,25	39,15
	1,35—1,30	1,28	8,20	40,32
	1,30—1,28	1,10	7,26	41,07
	1,28—1,27	1,25	5,55	42,04
	1,27—1,26	1,09	4,18	42,31
	1,26—1,25	1,40	3,12	42,63
	<1,25			

respectiv de la clasele mari la clasele mici cenuşa scade iar materiile volatile cresc o dată cu micşorarea densităţii lichidului de separare;

— la clasa densimetrică separată la densitatea 1,35, se observă, în general, pe toate sorturile granulometrice iniţiale o cumulare de cenuşă, iar conţinut în materii volatile ridicat şi de acelaşi ordin cu al clasei separate la densitatea cea mai mică.

CONCLUZII

Din studiul executat pe cărbunii Petrila şi Lupeni, aparţinînd aceluiaşi zăcămînt carbonifer dar cu caracteristici tehnologice diferite, rezultă:

1. Analizele granulometrice ale cărbunilor, aşa cum apar din sfărîmarea prin exploatare normală, prezintă valori apropiate între clase pentru sorturile mai mari de 5 mm şi cuprind cea mai mare parte din cărbune.

2. Prin separare gravimetrică, în interiorul aceloraşi sorturi granulometrice iniţiale, apar deosebiri nete între cărbunii cercetaţi; cărbunele de la Petrila prezintă un maxim de separare la densitatea 1,30 (circa 50%), în timp ce la cărbunele de la Lupeni acest maxim este la densitatea 1,27 (circa 25%).

3. Sorturile granulometrice naturale nu prezintă diferenţieri marcante ale separatelor gravimetrice, păstrînd în general alura de separare a cărbunelui iniţial.

4. O dată cu micşorarea densităţii de separare, cantitatea de cenuşă din separat descreşte iar conţinutul de materii volatile se măreşte.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ВЕСОВЫЕ ОТДЕЛЕНИЯ ПЕРВИЧНЫХ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКИХ СОРТОВ УГЛЕЙ МЕСТОРОЖДЕНИЯ „ПЕТРИЛА" И „ЛУПЕНЬ"

РЕЗЮМЕ

В работе дано сравнительное исследование для охарактеризования углей бассейна долины Жиу (шахты „Петрила" и „Лупень") методом весового отделения в тяжелых растворах первичных зерновых сортов углей.

SÉPARATIONS GRAVIMÉTRIQUES COMPARATIVES DES SORTES GRANULOMÉTRIQUES INITIALES DES CHARBONS DE PETRILA ET DE LUPENI

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent une étude comparative des caractéristiques des charbons de la Vallée de Jiu et des mines de Petrila et de Lupeni, faite au moyen de la méthode de fractionnement gravimétrique, dans des liquides lourds, des sortes granulométriques initiales.

BIBLIOGRAFIE

1. Л. Л. НЕСТЕРЕНКО, *Химия и генезис твердых горючих ископаемых. Основные представления и методы исследования химии и физико-химии углей.* Изд. Ак. Наук СССР, Москва, 1953.
2. A. WHITAKER, Journal of the Institute of Fuel, **XXVII**, 218 (1955).
3. И. И. АММИСОВ, *Химия и генезис твердых горючих ископаемых. Разделение в тяжелых жидкостях как метод характеристики ископаемых углей.* Изд. Ак. Наук СССР, Москва, 1953.
4. I. BLUM, FR. BOLCHI, E. KABA, V. VERES, Buletinul Institutului politehnic, Bucureşti, *3—4*, 173—182 (1958).
5. I. BLUM, I. NISTOR, Buletinul Institutului politehnic Bucureşti, XVIII, *3—4*, 221—229 (1956).

COCS-BRICHETE DIN CĂRBUNI NEAGLUTINANȚI SAU SLAB AGLUTINANȚI PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC*)

I. CERCETĂRI ÎN FAZĂ DE LABORATOR

DE

I. BLUM și I. NISTOR

Necesitățile tot mai mari de cocs metalurgic impun astăzi pe plan mondial lărgirea bazei de materii prime, care se realizează pe două căi de dezvoltare și anume:

1. Mărirea gamei de tipuri de cărbuni care se pot îngloba în șarja folosită pentru alimentarea cuptoarelor clasice de cocs. Elementul esențial al acestei rezolvări rămîne cel actual, *adaptarea cărbunilor la tehnologia clasică a fabricării cocsului.*

2. Schimbarea parțială sau totală a tehnologiei de cocsificare, astfel încît fabricarea cocsului să nu fie condiționată de utilizarea huilelor aglutinante; baza de materii prime să fie atît de mult extinsă, încît să fie posibilă utilizarea în cantități mari a cărbunilor neaglutinanți sau slab aglutinanți. Trăsătura fundamentală a acestei noi căi o constituie *adaptarea tehnologiei cocsului la tipurile de cărbuni disponibili.*

Prima cale care oferă numeroase variante în cadrul tehnologiei clasice este rezolvată în multe țări printre care și la noi prin alcătuirea și prepararea complexă a *șarjelor cu predominanța huilelor aglutinante.*

A doua cale, oferă perspective mari și rupe total sau parțial dependența fabricării cocsului metalurgic de existența huilelor aglutinante deficitare, caracteristica sa fiind *extinderea* bazei de materii prime la *toți cărbunii* care au sau pot fi preparați, astfel încît să aibă în cele din urmă o cenușă corespunzătoare [1].

Astfel, pe lîngă calea clasică de fabricare a cocsului metalurgic s-a dezvoltat și calea cocsului-brichete, cu o tehnologie complexă, impusă de caracteristicile materiei prime.

Cercetările efectuate în toate țările industriale au condus la o diversitate de procedee pentru obținerea cocsului necesar elaborării fontei, din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți. Unele dintre acestea conduc la obținerea unor cocsuri inferioare, pentru furnale cu cuvă secundă; altele,

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 15 ianuarie 1960.

dau posibilitatea fabricării unor cocsuri superioare, apte de a fi folosite în orice furnale.

Caracteristic pentru toate aceste procedee este tehnologia specifică, adaptată în funcţie de materii prime, de utilaje — în special cuptoare — şi economicitate.

În R.P.R., dezvoltarea industriei grele şi cantităţile limitate atît calitativ cît şi cantitativ de huiele aglutinante au făcut foarte actuală problema fabricării cocsului din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi.

Dacă alimentarea furnalelor înalte cu minereu nu-şi găseşte în prezent o rezolvare integrală pe baza resurselor interne, în schimb, fabricarea cocsului necesar, din cărbuni romînești, poate deveni o realitate prin folosirea unor tehnologii noi.

Analiza critică a numeroaselor procedee de fabricare a cocsului metalurgic din cărbuni neaglutinanţi şi slab aglutinanţi, descrise în literatura de specialitate, arată că pentru ţara noastră, în prezent pot intra în discuţie două căi şi anume:

1. *Procedeul într-o treaptă şi jumătate pentru fabricarea cocsului brichete din cărbuni neaglutinanţi* [2] procedeu propus în urma cercetărilor efectuate la ICEC-ICEMIN-ICEM. Materia primă pentru acest procedeu o constituie cărbunii neaglutinanţi, huilele aglutinante, semicocsul şi un liant, de preferinţă smoala de cocs sau bitumul de petrol. Reţeta optimă, care a fost încercată şi în fază semiindustrială cuprindea:

50% cărbune neaglutinant PAL,
20% huilă de gaz cocsificabilă Lupeni,
18,5% semicocs din cărbuni neaglutinanţi PAL,
11,5% smoală de gudron de cocserie,

iar obţinerea unui cocs de calitate, impune ca granulaţia maximă a cărbunilor să fie 2 mm iar cea a semicocsului 1 mm.

Şarja astfel preparată a fost brichetată în prese-valţuri, la o presiune de 250—280 kg/cm^2, iar brichetele obţinute, cocsificate în cuptoarele verticale.

Dacă brichetarea nu prezintă probleme deosebite, alegerea tipului şi parametrilor cuptorului vertical, necesită o cercetare amănunţită, întrucît în ţara noastră nu există cuptoare industriale de acest tip.

Pentru stabilirea tipului de cuptor şi posibilitatea de a fabrica într-un timp scurt cantităţi relativ mari de cocs-brichete pentru a fi încercate în furnalele înalte se construieşte în prezent o staţie semi-industrială.

În anii 1958—1959 au fost fabricate cîteva sute de tone cocs după acest procedeu, care, încercat în furnalul înalt, s-a comportat normal. Caracteristicile cocsului obţinut, în limitele curent admisibile pentru furnale, erau următoarele:

umiditate	2—14%,
cenuşă	14—15,7%,
materii volatile	0,5—3%,
sulf total	2—2,75%,
porozitate	39—45%,
rezistenţa mecanică la toba Micum	$M_{40} = 70-82$, $M_{10} = 1,2-10^6$.

Întrucît huila de gaz cocsificabilă de la Lupeni este deficitară iar smoala de gudron de cocs din producția internă nu poate asigura decît fabricarea a circa 250 000 tone cocs/an, a rămas pentru cercetări ulterioare în fază semi-industrială, înlocuirea huilei de Lupeni cu o altă huilă cocsificabilă (Cozla — cocs de petrol) și încercarea ca liant a bitumului de petrol asfaltos sau a smoalei de semicarbonizare, care după rezultatele din laborator și pilot dau rezultate mai slabe în ceea ce privește rezistența mecanică a cocsului obținut.

2. *Procedeul pentru fabricarea cocsului-brichete din cărbuni neaglutinanți* [3] elaborat la Institutul de prelucrare chimică a cărbunelui — I. Ch. P.W. din Zabrze (R.P. Polonă).

Considerînd premisele fundamentale de calitate, un bun cocs metalurgic trebuie să se caracterizeze prin :

a) Rezistență mecanică primară și secundară (la temperaturi înalte) ridicată ;

b) Permeabilitate pentru gaze, ceea ce creează condiții favorabile transferului de masă și căldură în șarja furnalului, obținută prin lipsa prafului și a mărunților sub un anumit diametru, ca și unei mari uniformități granulometrice ;

c) proprietăți bune în ceea ce privește reacțiile chimice ;

d) greutate specifică aparentă mare ;

e) cenușă redusă, conținut maxim de substanțe reducătoare, carbon și hidrogen ; conținutul redus de substanțe volatile în cocs, nu trebuie socotit ca o condiție absolut necesară ;

f) influența cît mai puțin dăunătoare a cenușei asupra calității fontei brute (aceasta privește în special compușii cu sulf și fosfor).

Cercetătorii polonezi au ajuns la elaborarea unui proces tehnologic, care cuprinde următoarele faze :

a) Degazarea prealabilă a cărbunelui neaglutinant sau slab aglutinant, la temperaturi cuprinse între 750—800°C și colectarea subproduselor ;

b) Măcinarea cărbunelui degazat, pînă la granulația de 3 mm și amestecarea cu un liant alcătuit din fracțiunea care rămîne din gudronul brut propriu, după distilarea pînă la 270°C ;

c) Brichetarea șarjei în prese — valțuri la 250—280 kg/cm² ;

d) Tratarea termică finală a brichetelor, la 200—300°C, timp de cîteva ore, în prezența oxigenului (gaze arse diluate cu aer).

În prima fază a cercetărilor s-a studiat influența diverșilor factori, asupra calității cocsului.

Astfel s-a arătat influența hotărîtoare a temperaturii și duratei tratamentului termochimic, asupra rezistenței mecanice a brichetelor [3].

Din diagrama (fig. 1) reiese că pentru liantul respectiv (smoală moale de gudron propriu), rezistența maximă a cocsului se obține după un tratament de 2 ore la 230°C. Tratamentul termochimic (oxidarea) efectuată la numai 200°C, conferă aceeași rezistență mecanică cocsului-brichete însă după 10 ore de tratament, ceea ce indică o interdependență strînsă între temperatura și durata tratamentului termo-chimic.

Schema tehnologică a procedeului elaborat de I.Ch.P.W. [4] este reprezentată în figura 2.

Pentru degazare s-au folosit cuptoare Lurgi de semicarbonizare, iar pentru tratamentul termic al brichetelor, cuptor tunel.

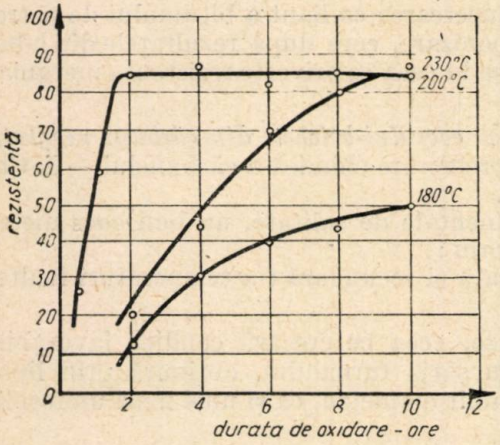


Fig. 1

Caracteristicile cocsului brichete obținut sînt arătate, în tabela 1.

Printre avantajele procedeului descris, care justifică aplicarea lui pe scară industrială se pot cita:

a. *Posibilitatea de a folosi ca materie primă orice fel de cărbune cu un conținut potrivit de cenușă, fără nici un fel de condiții asupra capacității sale de cocsificare.*

b. Obținerea în condiții de exploatare a limitelor de granulație 0—3 mm a cărbunelui degazat cu posibilitatea de a menține o anumită cantitate de granule mai mari.

c. Schemă tehnologică simplă.

d. Posibilitatea de a efectua întregul ciclu de fabricație în cîteva ore.

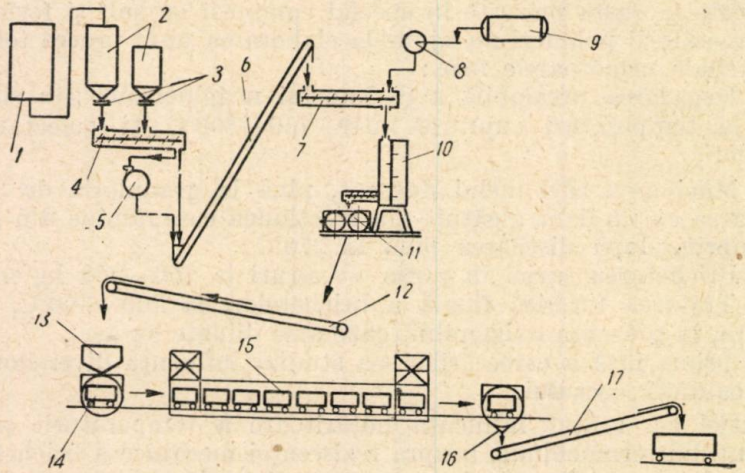


Fig. 2

e. *Posibilitatea de a influența însușirile produsului finit prin alegerea componenților șarjei (cărbune, liant) și a condițiilor celor mai adecvate ale procesului termo-chimic, temperatură, durata, compoziția gazelor arse.*

f. Randament mare în sortiment uniform de cocs-brichete cu rezistență mecanică ridicată.

Tabela 1

Caracteristicile generale ale cocsului brichete fabricat la Zabrze

Caracteristici	Valori
Dimensiunile brichetelor, mm	90 × 75 × 50
Greutatea brichetelor, g	250
Umiditate, %	0—4
Cenușă %	7—10
Rezistența mecanică la toba Micum	
M_{40}	80
M_{10}	10
Conținutul de materii volatile, %	4—7
Gudron dagajat sub formă de ceață, %	0—1
Puterea calorică, kcal/kg	7 000—7 400
Greutatea specifică aparentă, g/cm³	1,2
Greutatea în vrac, t/m³	0,70—0,75

★

Studiile și cercetările efectuate la I.Ch.P.W.-Zabrze din R.P. Polonă, au arătat posibilitatea aplicării unei tehnologii noi pentru obținerea cocsului-brichete, tehnologie pe care o considerăm adecvată și pentru condițiile existente în R.P.R.

Analiza succintă a procedeului ne-a arătat posibilitatea adaptării lui la particularitățile industriei noastre, pentru fabricarea unui cocs metalurgic de calitate din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți, ale căror rezerve predomină în țara noastră, concomitent cu încercarea de a folosi lianți petrolieri bituminoși în locul celor din gudroanele de cărbuni, situație de asemenea potrivită condițiunilor noastre.

În cercetările de laborator au fost studiați următorii parametri:

— natura materiei prime cărbunoase și gradul de carbonizare al acesteia;

— natura liantului;

— temperatura și durata tratamentului termochimic (oxidării).

Cercetările de laborator au fost efectuate, folosindu-se ca materie primă cocs de temperatură medie (cărbune degazat la 700°C și 800°C), obținut din cărbuni neaglutinanți și slab aglutinanți din Valea Jiului — PALV (Petrila, Aninoasa, Lonea, Vulcan) și cocs de temperatură înaltă (900°C) din cărbuni PALV, iar ca lianți, bitum de petrol industrial neparafinos tip *A*, *B* și *D* și bitum industrial parafinos.

Utilizarea cocsurilor obținute la diverse temperaturi a fost necesară pentru definitivarea gradului de degazare optimă al materialului care urmează să fie supus brichetării, în vederea obținerii unui cocs satisfăcător prin noua tehnologie, deoarece din cercetările anterioare privind fabricarea de cocs clasic și cocs brichete se dovedise că un cocs cu un grad înalt de degazare adăugat în șarja care conține huile de gaz, duce la obținerea unor rezistențe mecanice inferioare ale cocsului finit.

Cărbunii PALV au avut următoarele caracteristici: $W = 8{,}98\%$; $A = 9{,}02\%$; $V = 36{,}4\%$; lianţii folosiţi prezintă caracteristicile din tabela 2.

Tabela 2

Caracteristicile lianţilor folosiţi la încercările de laborator

Felul liantului	Punctul de înmuiere inel şi bilă °C	Inflamabilitate *M* în °C
Bitum industrial neparafinos		
tip *A*	51	251
tip *B*	73	284
tip *D*	99	324
Bitum industrial parafinos	87	298

Folosirea bitumurilor de petrol ca lianţi a fost cercetată atît datorită presupunerii, confirmată prin rezultatele obţinute, că se vor realiza indici de rezistenţă mecanică superiori altor lianţi, cît şi cantităţilor disponibile de bitum petrolier în R.P. Romînă, situaţie deosebită de aceea din R.P. Polonă, ceea ce permite extinderea noii tehnologii pînă la necesităţi maximale.

Granulaţia cocsului de temperatură medie — 700—800°C — PALV utilizat în cercetări a fost cuprinsă între 0—2,5 mm iar a celui de temperatură înaltă 900°C între 0—5 mm.

Brichetarea a fost efectuată la o temperatură cu 15—20°C superioară aceleia de înmuiere a bitumului de petrol şi la o presiune de 250 kg/cm^2.

Tratamentul termochimic în laborator, s-a efectuat cu gaze arse rezultate la arderea gazului metan şi diluate cu aer într-o instalaţie adecvată construită special pentru acest scop; analiza gazelor arse a indicat un conţinut de 2,4% CO_2 şi 18,3% O_2.

Durata tratamentului termochimic a fost cuprinsă între 2—6 ore, iar temperatura a fost variată de la 200 la 300°C.

Considerăm că denumirea de tratament termochimic este mai completă şi mai adecvată decît cea de „oxidare" folosită de cercetătorii anteriori.

Mecanismul de reacţie al acestui proces nu este încă precizat; se crede că datorită acţiunii combinate a temperaturii şi oxigenului, liantul formează un schelet spaţial termorezistent.

Procesul termochimic decurge exotermic.

În urma cercetărilor de laborator a reieşit că tratamentul termochimic conferă brichetelor obţinute din cocs PALV şi bitum de petrol o importantă mărire a rezistenţei mecanice — de la 38,7 la circa 85 — şi o micşorare a cantităţii de praf — de la 28,8 la 9,0.

Din cercetarea datelor din tabela 3 rezultă că:

— Bitumul industrial neparafinos tip *D* conferă cocsului-brichete rezistenţa mecanică maximă la o durată de oxidare de 2 ore la tempera-

tura de circa 225°C (fig. 3 și 4) atît cu cocs PALV de 700°C cît și cu cel obținut la 800°C.

— Bitumul industrial neparafinos tip *A* utilizat ca liant pentru cocsul PALV de 700°C, arată cele mai bune rezultate la o durată a trata-

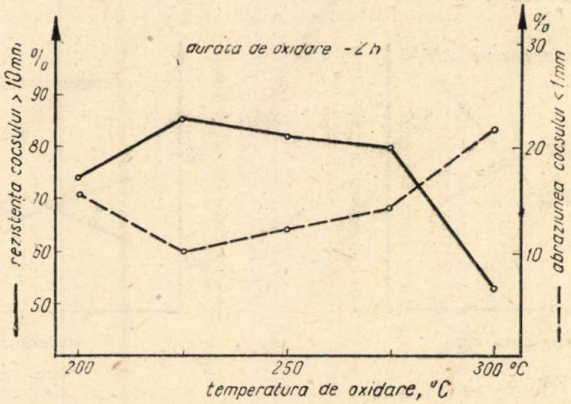


Fig. 3

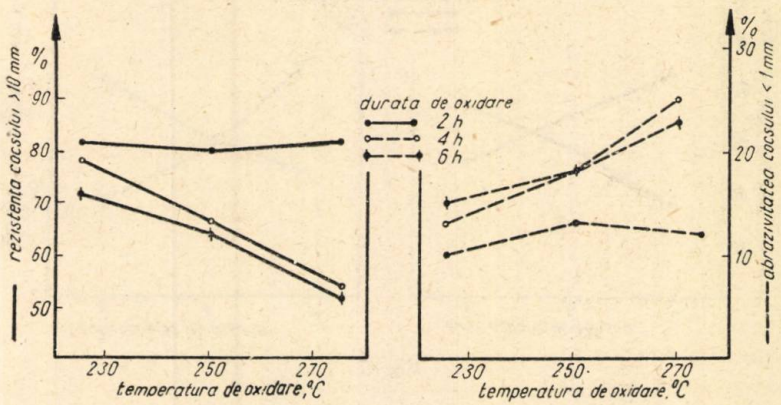


Fig. 4

mentului termochimic de 4 ore și temperatura de 250°C (fig. 5 și 6), iar pentru cocsul PALV de 800°C, la o durată de oxidare de 2 ore, la temperatura de 275°C (fig. 7).

Aceste diferențieri sînt normale, întrucît bitumul industrial neparafinos tip *D* este obținut printr-o oxidare mai avansată a păcurei decît în cazul bitumului tip *A* cu punct de înmuiere mai redus.

Deci, concluzia desprinsă din cercetările noastre cu folosirea celor două tipuri de bitum este că brichetele cu liant bitum petrolier neparafinos tip *D*, care are un punct de înmuiere mai ridicat, trebuie oxidate timp mai scurt și la temperaturi mai scăzute decît brichetele confecționate

cu bitum petrolier tip *A*, care trebuie oxidate timp mai îndelungat şi la temperaturi mai ridicate.

De asemenea brichetele care au ca liant, bitum petrolier mai moale, prezintă, după oxidare, rezistenţe mecanice superioare brichetelor obţinute cu bitum tare.

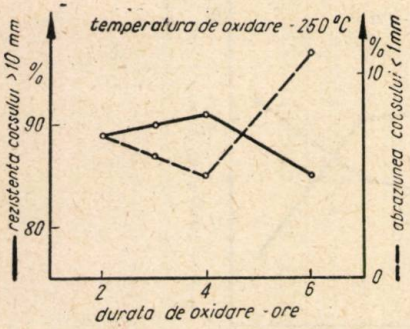


Fig. 5

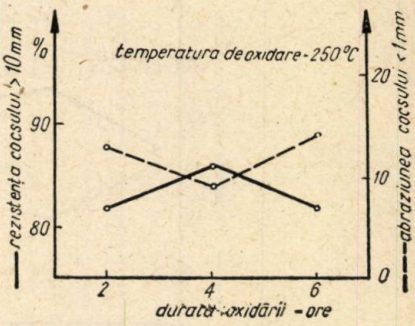


Fig. 6

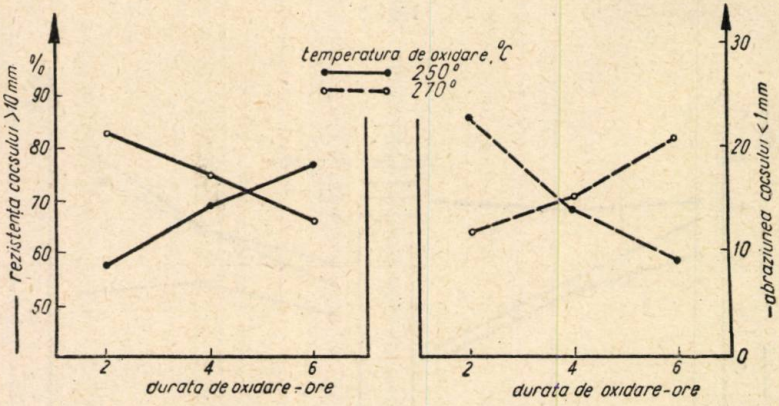


Fig. 7

Pentru reducerea cantităţii de liant, s-a mărit granulaţia cocsului pentru brichetare la 0—5 mm.

Astfel cocsul de temperatură înaltă PALV (900°C) la o umiditate de 11,5% a putut fi brichetat numai cu 8,7% liant.

Ca liant s-a folosit atît bitum industrial neparafinos tip *B* cît şi bitum industrial parafinos; durata optimă de oxidare a fost 2—4 ore, la o temperatură de circa 260°C.

★

— Cărbunii neaglutinanţi din R.P.R. degazaţi în prealabil la 700—900°C şi brichetaţi apoi cu bitum petrolier, supuşi unui tratament termochimic final adecvat, duc la obţinerea unui cocs-brichete cu rezistenţă mecanică superioară.

Tabela 3

Compoziția șarjei, regimul termic de oxidare și rezistența mecanică la toba de laborator a brichetelor din cocs de temperatură medie PALV

Nr.	Compoziția șarjelor brichetate	Regimul termic	Rezistența mecanică a brichetelor determinată la toba de laborator		
			> 10mm	10 — 1mm	< 1 mm
1		Brichete neoxidate	38,7	32,5	28,8
2	Cocs de temperatură medie PALV obținut la 700°C — 88 %	1 h de la 20 — 120°C „ 120 — 240°C „ 240 — 300°C	59,1	16,9	24,0
3	Bitum industrial neparafinos tip D 12 % (temperatura de înmuiere IB 99°C)	„ 20 — 120°C „ 120 — 240°C „ 240°C	73,7	12,5	13,8
4		10′ de la 20 — 200°C 2 h la 200°C	75,2	11,0	13,8
5		10′ de la 20 — 225°C 2 h la 225°C	85,0	6,0	9,0
6		10′ de la 20 — 250°C 2 h la 250°C	83,5	5,5	11,0
7		10′ de la 20 — 250°C 2 h la 250°C 1 h de la 250°C la temperatura camerei	87,0	4,5	8,5
8		10′ de la 20 — 275°C 2 h la 275°C	84,5	4,5	11,0
9	Cocs de temperatură medic PALV obținut la 700°C 90 %	5′ de la 20 — 250°C 2 h la 200°C	74,0	10,5	15,5
10	Bitum industrial neparafinos tip D 10 % (temperatura de înmuiere IB 99°C)	5′ de la 20 — 225°C 2 h la 225°C	85,8	4,2	10,00
11		5′ de la 20 — 250°C 2 h la 250°C	82,3	5,5	12,2
12	(fig. 3)	5′ de la 20 — 275°C 2 h la 275 °C	80,7	5,0	14,3
13		10′ de la 20° — 300°C 2 h la 300°C	53,0	25,0	22,0
14	Cócs de temperatură medie PAVL obținut la 800°C 90 %	10′ de la 20 — 216°C 2 h la 225°C	82,0	8,0	10,0

Tabela 3 (urmare)

Nr.	Compoziția șarjelor brichetate	Regimul termic	Rezistența mecanică a brichetelor determinată la toba de laborator		
			> 10mm	10—1mm	< 1mm
15	Bitum industrial neparafinos tip. D 10 % (temperatura de înmuiere IB 99°C)	10′ de la 20—218°C 4 h la 225 °C	78,0	9,0	13,0
16		10′ de la 20—216°C 6 h la 225°C	72,0	13,0	15,0
17	(fig. 4)	10′ de la 20—245°C 2 h la 250°C	80,0	7,0	13,0
18		10′ de la 20—250°C 4 h la 250°C	66,0	16,0	18,0
19		10′ de la 20—241°C 6 h la 250°C	64,0	18,0	18,0
20		10′ de la 20—260°C 2 h la 275°C	82,0	6,0	12,0
21		10′ de la 20—274°C 4 h la 274°C	54,0	21,0	25,0
22		10′ de la 20—269°C 6 h la 275°C	52,0	25,0	23,0
23	Cocs de temperatură medie PALV obținut la 700°C 88 %	5′ de la 20—250°C 2 h la 250°C	89,0	4,0	7,0
24	Bitum industrial neparafinos tip A 12 % (temperatura de înmuiere IB 51°C)	5′ de la 20—250°C 3 h la 250°C	90,0	4,0	6,0
25	(fig. 5)	5′ de la 20—250°C 4 h la 250°C	91,0	4,0	5,0
26		5′ de la 20—275°C 6 h la 250°C	85,0	4,0	11,0
27	Cocs de temperatură medie PALV obținut la 700°C 90 %	10′ de la 20—225°C 4 h la 225°C	88,0	3,0	9,0
28	Bitum industrial neparafinos tip A 10 % (temperatura de înmuiere IB 51°C)	5′ de la 20—250°C 2 h la 250°C	82,0	5,0	13,0
29		5′ de la 20—250°C 4 h la 250 °C	86,0	5,0	9,0

Tabela 3 (urmare)

Nr.	Compoziția șarjelor brichetate	Regimul termic	Rezistența mecanică a brichetelor determinată la toba de laborator		
			> 10mm	10 — 1mm	< 1mm
30	(fig. 6)	5′ de la 20—275°C 6 h la 250°C	82,0	4,0	14,0
31	Cocs de temperatură medie PALV obținut la 800°C 90 %	5′ de la 20—210°C 2 h la 250°C	58,0	19,0	23,0
32	Bitum industrial neparafinos tip A 10 % (temperatura de înmuiere IB 51°C)	5′ de la 20—240°C 4 h la 250°C	69,0	17,0	14,0
33	(fig. 7)	5′ de la 20—260°C 6 h la 250°C	77,0	14,0	9,0
34		5′ de la 20—263°C 2 h la 275°C	83,0	5,0	12,0
35		10′ de la 20—281°C 4 h la 275°C	75,0	10,0	15,0
36		10′ de la 20—264°C 6 h la 275°C	66,0	13,0	21,0
37	Cocs de temperatură înaltă PALV obținut la 900°C—91,3 %	10′ de la 20—260°C 2 h la 251—258°C	86,0	4,9	9,1
38	Bitum industrial neparafinos tip B 8,7 % (temperatura de înmuiere IB 73°C)	10′ de la 20—260°C 4 h la 248—257°C	87,0	3,6	9,4
39	(fig. 8)	10′ de la 20—260°C 6 h la 253—262°C	87,5	2,3	10,2
40	Cocs de temperatură înaltă PALV obținut la 900°C 91,3 %	10′ de la 20—260°C 2 h la 257—261°C	87,4	4,0	8,6
41	Bitum industrial parafinos 8,7% (temperatura de înmuiere IB 87°C)	10′ de la 20—260°C 4 h la 257—262°C	88,0	3,2	8,8
42	(fig. 9)	10′ de la 20—260°C 6 h la 257—263°C	86,2	3,5	10,5

— Materia primă cărbunoasă care poate fi folosită la acest procedeu, nu este supusă nici unei condiţii de calitate tehnologică specială, în afară de conţinutul de cenuşă.

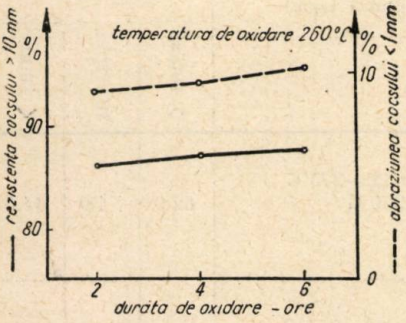


Fig. 8

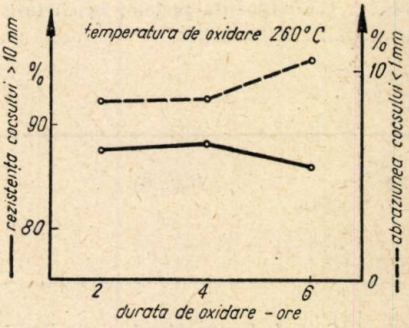


Fig. 9

— Ca lianţi se pot folosi orice bitumuri petroliere parafinoase şi neparafinoase.

— Durata tratamentului termochimic final este cuprinsă între 2 şi 4 ore la temperatura de 250—260°C.

КОКСОВЫЕ БРИКЕТЫ ИЗ НЕСПЕКАЕМЫХ ИЛИ ПЛОХО СПЕКАЕМЫХ УГЛЕЙ, ПОЛУЧЕННЫЕ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ

I. ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

РЕЗЮМЕ

В работе даны результаты, полученные в лабораторных условиях по производству коксовых брикетов повышенной механической прочности.

Неспекаемые угли, предварительно дегазифицированные при 700—900°С и брикетируемые потом с парафиновым или непарафиновым нефтяным крепителем, были затем подвергнуты окончательной термохимической обработке при 250°С в отработанных и смешанных с воздухом газах.

Полученные результаты подчеркивают необходимость продолжения работ на пилотной установке.

COKE EN BRIQUETTES FABRIQUÉ, AVEC DE CHARBONS NON AGGLUTINANTS OU FAIBLEMENT AGGLUTINANTS, PAR UN TRAITEMENT THERMO-CHIMIQUE

1. RECHERCHES À L'ÉCHELLE LABORATOIRE

RÉSUMÉ

Dans ce premier travail, les auteurs présentent les résultats obtenus, à la suite de leurs recherches au laboratoire, dans le problème de la production d'un coke en briquettes à grande résistance mécanique.

Les charbons non agglutinants, préalablement dégazés à 700—900°C et ensuite briquetés avec du bitume de pétrol paraffineux ou non paraffineux, sont soumis à un traitement thermo-chinique final à 250°C, avec des gaz brûlés mélangés avec de l'air.

Les résultats obtenus imposent de continuer l'étude à l'échelle d'installation-pilote.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, FR. BOLOHI, I. NISTOR, *Betrachtungen über aktuelle Verkokungsprobleme und zukünftige Koksherstellungsmethoden als Folge der Rohstoffbasis.* XI. Berg- und Hüttenmännischer Tag, Bergakademie Freiberg, 21—23 mai, 1959, Freiberger Forschungshefte, A-*141*, 5 (1960).
2. I. BARBU, I. ȘTEFĂNESCU și colab., *Cocs din cărbuni necocsificabili.* Revista minelor, *10*, 338 (1955); *4* 180 (1956); *4*, 154 (1959).
3. H. ZIELINSKI, *Prace Instytutu Chemiznej Przerobki Wegla nad otrzymyaniem Koksu metalurgicznego z Wegli niekoksujacych*, Koks-Smola-Gaz, *6*, 285 (1957).
4. J. NADZIAKIEWICZ, H. ZIELINSKI, J. RYCHLY, H. KORNOS, *Otrzymywanie Koksu metalurgicznego z wegli niekoksujacych metoda Instytutu Chemiczney Przerobki Wegla.* Koks-Smola-Gaz, *2*, 41 (1957).

DEFENOLAREA APELOR REZIDUALE DIN INDUSTRIILE CARBOCHIMICE *)

CERCETĂRI PRIVIND DEFENOLAREA APELOR REZIDUALE DE LA STAȚIILE DE GAZIFICARE A LIGNIȚILOR

DE

I. BLUM, FR. BOLCHI și M. MIHAIL

Din prelucrarea carbochimică a cărbunilor, precum și din gazificarea lor, rezultă ape reziduale fenolice nocive, — care nu pot fi evacuate ca atare în apele curgătoare locale sau în bazine, deoarece le distrug flora și fauna.

Apele reziduale de la stațiile de generatoare de gaz mixt provin: din umiditatea combustibilului gazificat, din umiditatea pirogenetică, din vaporii de apă nedescompuși (care au fost introduși împreună cu aerul ca agent de gazificare) și mai ales la epurarea umedă a gazului. Cantitatea și compoziția acestor ape reziduale variază în funcție de tipul combustibilului, de schema tehnologică a gazificării, de sistemul de epurare a gazului de generator, de modul de utilizare a apei. În tabela 1 se prezintă compoziția apelor reziduale, de la stațiile de generatoare de gaz, în funcție de combustibilul utilizat [1].

În tabela 2 se prezintă unii dintre componenții nocivi ai apelor reziduale fenolice din industriile carbo-chimice și cantitățile care pot provoca moartea organismelor vii [2].

Dintre aceștia, cei mai activi sînt fenolii; chiar la o concentrație extrem de redusă (1 : 200 000) apa nu poate fi potabilă datorită mirosului specific, care este și mai puțin suportabil în cazul cînd a fost tratată cu clor**).

Eforturile făcute pentru epurarea apelor reziduale fenolice înainte de evacuarea lor în cursurile de apă, sînt tot atît de vechi ca și prelu-

*) Lucrare prezentată în Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică din februarie 1957.

**) STAS 4706—55 admite o concentrație de fenoli în apă de maximum 0,001 mg/l

Tabela 1

Compoziţia apelor reziduale în funcţie de combustibilul utilizat la staţiile de generatoare de gaz

Caracteristica apelor reziduale	Unităţi	FELUL COMBUSTIBILULUI				
		Cocs	Antracit	Cărbune brun	Turbă	Lemn
Culoare	—	brun	brun	de la galben la brun	brun roşcat	brun roşcat
Miros	—	—	H_2S	de gudron	acid acetic	acid acetic
Reacţia acidă sau bazică	—	bazică	bazică	slab bazică	acidă	puternic acidă
Reziduu uscat	g/l	5—10	5—10	1,5—11	10—40	1—20
Oxidabilitatea apei nefiltrate	gO_2/l	0,3—10	5—35	1,2—23	10—36	1,4—15
Amoniac	g/l	0,1—1	—	0,7—10	—	0,05—1,5
Fenoli	g/l	pînă la 0,1	0,25—1,8	0,5—6	4—6	0,5—1,5
Compuşi sulfuroşi	g/l	pînă la 0,2	pînă la 0,2	0,2—1,5	puţini	0
Cianuri, rodanuri	g/l	pînă la 0,1	0,05—0,5	pînă la 0,01	0,004—0,3	0
Acid ucetic	g/l	—	—	0,1—0,3	10—30	20—30
Alcool metilic	g/l	—	—	—	0,5—1,0	0,25—5
Acdtonă	g/l	—	—	—	—	0,05—1,5
Gudron	g/l	—	urme	mult	20—30	15—20

crarea cărbunilor. Cercetările s-au axat îndeosebi pe îndepărtarea fenolilor din aceste ape reziduale, iar metodele utilizate pot fi clasificate în metode distructive şi metode recuperative.

Metodele distructive au fost substituite, în staţiile mai mari, prin metodele cu recuperare a fenolilor, deoarece aceştia constituie o materie primă importantă pentru industria chimică organică de sinteză. Se consideră [3] că o instalaţie de defenolare cu recuperare devine rentabilă cînd apele reziduale supuse defenolării au un conţinut de fenoli mai mare decît 4 g/l.

Tabela 2

Component nociv	Cantitatea letală mg/l
Amoniac	17—30
Hidrogen sulfurat	8—20
Fenoli	6—10
Cianură de potasiu	1,8—10
Sulfocianură de amoniu	100

Este de reţinut totuşi că toate metodele de defenolare cu recuperare, a apelor reziduale, nu asigură o îndepărtare completă a fenolilor, deoarece se extrag numai 80—95%; deci mai rămîn încă 0,3—0,5 g/l fenoli, care totuşi trebuie eliminaţi deoarece depăşesc normele sanitare. De aceea, apele reziduale fenolice epurate prin procedee cu recuperare trebuie prelucrate, în continuare, fie prin diluare fie printr-o purificare suplimentară—*finală*—aplicabilă numai la concentraţii foarte mici, pentru a corespunde prescripţiilor privitoare la gospodărirea apelor.

Metodele de epurare finală a apelor reziduale fenolice pot fi clasificate în:

1 — Metode biologice
2 — ,, prin oxidare
3 — Metode chimice
4 — ,, fizico-chimice

1. Metodele biologice sînt valabile la diluții mari; de aceea ele se aplică fie numai acolo unde apele reziduale fenolice pot fi diluate suficient (eventual cu apele reziduale orășenești), astfel încît conținutul de substanțe însoțitoare să nu dăuneze procesului biologic, fie ca operație finală, în completarea uneia dintre celelalte metode. Ele impun instalații destul de costisitoare.

2. Metodele prin oxidare, se aseamănă cu metodele biologice; la temperaturi și pH favorabile, procesele de oxidare ating o viteză de degradare de același ordin de mărime ca și procesele biologice. Oxidarea eficientă se face sub presiune, ceea ce necesită o aparatură costisitoare și este greu de găsit un material potrivit care să reziste la acțiunea combinată a temperaturii, oxigenului, presiunii, cu corosivitatea substanțelor conținute în apa fenolică.

3. Metodele chimice, nu s-au răspîndit, deși în literatură se descrie purificarea cu $FeCl_3$, $Al_2(SO_4)_3$, formaldehidă etc.

4. Metodele fizico-chimice; cele mai interesante sînt metodele de adsorbție, prin care se realizează o epurare relativ completă a acestor ape. Substanțele adsorbante bune, pentru defenolarea finală a apelor reziduale, s-au dovedit a fi cele care conțin carbon și care rezultă ca deșeuri în diferite procese termochimice.

Astfel, s-a cercetat acțiunea prafului Winkler, care rezultă ca zgură la gazogenele Winkler. Acesta are culoare brună-neagră, granulație de 0—1 mm, un conținut mare de cenușă — circa 40% — și proprietăți excelente adsorbante; utilizarea lui se limitează evident la întreprinderi care au generatoare Winkler.

S-au mai făcut studii privind defenolarea cu ajutorul zgurii de la generatoarele de gaz cu cărbune brun.

★

Privind critic metodele de defenolare a apelor reziduale și posibilitățile de a le aplica la epurarea apelor reziduale, de la stațiile de gazificare a ligniților, din țara noastră, rezultă:

Metodele de recuperarea fenolilor nu sînt aplicabile, deoarece:

— conținutul de fenoli, deși variază între 0,5—6 g/l, în majoritatea cazurilor se află sub 2 g/l;

— stațiile de gazogene fiind risipite pe tot cuprinsul țării nu vor rezulta, local, cantități mari de ape reziduale cu concentrații mari de fenoli, care să facă rentabile investițiile unei asemenea instalații costisitoare;

— instalația centrală de gazificare fiind ea însăși mică, nu se pot construi utilaje anexe care să depășească stația centrală.

În consecință, datoria acestui specific al problemei, trebuie găsit un procedeu de epurare a apelor reziduale fenolice cît mai simplu, eficace și ieftin.

Dintre metodele de purificare recomandate am considerat că este de preferat, dată fiind concentrația mică de fenoli, alegerea uneia dintre metodele *finale*. Cea mai adecvată ar fi, prin analogie, o metodă de epurare folosind zgurile rezultate din însuși procesul de gazificare a ligniților,

deoarece trebuie să corespundă unei eficacităţi satisfăcătoare şi ar utiliza un deşeu rezultat chiar în aceeaşi uzină, aşa cum se obţine de la gazogene, adică fără vreo sortare, concasare sau activare.

Procesul are loc în două faze şi anume : întîi un echilibru de adsorbţie, urmează apoi o degradare fizică şi chimică a fenolilor.

Capacitatea zgurii de a fixa fenolii şi de a uşura degradarea lor, depinde de variaţiile structurale ale granulelor de praf de cărbune, variaţii determinate de temperatura ridicată din generator, în prezenţa oxigenului şi a hidrogenului. Se produce o creştere a suprafeţei granulelor care capătă în felul acesta şi o capacitate puternică de adsorbţie, care, după indicaţiile din literatură [4], se află în limitele 0,01—0,5%. Valorile cele mai bune au fost constatate la zgurile de la gazificarea cărbunilor bruni şi anume în medie 0,8—0,9% (maximum pînă la 1,5%).

Eficacitatea adsorbţiei este influenţată de mai mulţi factori ca : compoziţia apei reziduale, pH-ul, temperatura, concentraţia fenolilor, natura zgurii.

Zgura saturată poate degrada, dacă este lăsată în repaus şi aerată, noi cantităţi de fenoli din apele reziduale. Aceasta nu constituie o regenerare propriu-zisă : după atingerea echilibrului de adsorbţie, concentraţia fenolilor de la suprafaţa zgurii variază în timp ; fenolii reţinuţi pătrund pe de o parte, după repausul zgurii, în interiorul materialului, iar pe de altă parte are loc o combinaţie chimică între zgură (substanţele conţinute în aceasta) şi fenoli, la care se mai adaugă şi oxidarea fenolilor, direct pe suprafaţa zgurii.

Mersul adsorbţiei şi dependenţa dintre cantitatea de substanţă adsorbită pe adsorbant şi concentraţia soluţiei, este exprimată prin izoterma de adsorbţie a lui Freundlich

$$a = k \cdot c^n ,$$

în care

a = cantitatea de substanţă dizolvată reţinută la suprafaţa adsorbantului, mg/g ;

c = concentraţia de echilibru a substanţei dizolvate cu substanţa adsorbită pe adsorbant, mg/l ;

k, n = constante de adsorbţie dependente de caracterul substanţei de adsorbţie, al solventului şi al adsorbantului.

Posibilitatea de utilizare a izotermei de adsorbţie a lui Freundlich pentru exprimarea mersului adsorbţiei fenolilor monovalenţi şi polivalenţi din soluţia apoasă, a fost verificată experimental şi s-a constatat că abaterile sînt în limitele erorilor de observaţie [5].

Durata eficacităţii filtrelor de zgură este dependentă de proprietăţile zgurii,de încărcarea pe suprafaţă a filtrului, de înlăturarea perfectă a gudronului etc. S-au făcut încercări atît în mediu alcalin cît şi în mediu acid. Rezultate optime s-au obţinut la pH 6,5—7,0. Filtrul trebuie amenajat astfel ca aerul să poată circula liber, printre spaţiile din zgură.

O condiţie prealabilă importantă pentru adsorbţia fenolilor pe zgură, o constituie degudronarea prealabilă. Apele reziduale fenolice mai conţin, după degudronare mecanică, particule de gudron emulsio-

nate, care nu se pot separa prin sedimentare. Totuși și acestea pot fi eliminate, prin precipitare, realizată prin schimbarea pH-ului, adică prin acidularea apelor reziduale cu deșeuri de acizi minerali. Apele reziduale sînt filtrate pe strujitură de fier și cocs, sau în cazul fabricilor de sticlă, printr-un filtru cu cioburi de sticlă.

După operația de degudronare, apele reziduale fenolice sînt pulverizate, periodic, pe suprafața unui receptor de filtrare cu zgură, pentru defenolare; se scurg apoi pe la partea inferioară a receptorului de filtrare, într-o groapă de control și de aici sau se infiltrează în sol, sau sînt date la canal, sau eventual reciclate în procesul tehnologic.

Literatura [6] prezintă rezultatele unei instalații bazate pe principiul de mai sus, care a funcționat bine un timp mai îndelungat (1 an); apa epurată era incoloră, absolut transparentă, fără gust și miros și nu conținea de loc fenoli (determinare colorimetrică cu p-nitro-anilină); astfel s-a demonstrat, experimental, că prin această metodă, fenolii pot fi înlăturați perfect din apele reziduale. La început sînt adsorbiți și apa se scurge fără fenoli; înainte de epuizarea capacității de adsorbție încep să se scurgă și fenoli însă într-o concentrație foarte mică. Capacitatea de a degrada fenolii scade foarte încet, dar continuu.

De îndată ce în apele care se scurg din filtrul de zgură, se constată fenoli, apele sînt trecute într-o groapă de colectare, de unde se pompează pe alt filtdu. După fixarea fenolilor pe cel de-al doilea filtru de zgură, apele reziduale, purificate, se scurg la canal.

Operativ, pe primul receptor — din zgură de gazificare — apele fenolice brute sînt stropite atîta timp cît filtrul înlătură peste 80% din fenolii conținuți în aceste ape; după atingerea acestei limite, pomparea se oprește și se deplasează pe al doilea receptor de asemenea din zgură. Fenolii care sînt adsorbiți și apoi degradați chimic, nu sînt vizibili pe zgură.

Purificarea apelor reziduale fenolice cu zgură de gazificare o considerăm recomandabilă, deoarece nu se poate conta, într-un viitor apropiat, pe construirea unei instalații pentru extragerea rentabilă a cantităților mici de fenoli din apele reziduale și nici pe o altă metodă mai economică de înlăturare a acestor fenoli. Această metodă de defenolare poate fi utilizată la un mare număr de fabrici mijlocii, care folosesc gazogene și unde sînt întotdeauna cantități suficiente de zgură adecvată. De aceea, considerăm că epurarea cu zgură este avantajoasă pentru purificarea apelor reziduale fenolice rezultate din gazificarea ligniților noștri, deoarece este cea mai ușor accesibilă, ieftină, necesitînd o instalație simplă, cu o funcționare necostisitoare, cu un control minim, cu un personal cu o pregătire medie.

★

În cercetările noastre s-au studiat apele reziduale fenolice rezultate din gazificarea ligniților într-o instalație industrială, care posedă un gazogen tip „Sylagy-Miskolcz", cu diametrul util 1 400 mm; gazele obținute sînt folosite ca sursă energetică într-un motor cu ardere internă, fabricație „Ganz" de 250 CP.

Drept combustibil pentru generator, s-a utilizat, în perioada încercărilor, cărbuni bruni lemnoşi — ligniţi — de Sărmăşag, cu umiditate de circa 27% şi cenuşă circa 19% (raportate la combustibilul de lucru).

Consumul mediu al gazogenului pe 24 ore a fost de 7,7 t cărbuni.

Prin gazificarea acestor cărbuni se formează circa 2,2 t zgură umedă (23,02% umiditate) sau 1,7 t zgură uscată /24 h.

Instalaţia de gazificare utilizată (fig. 1) este formată din: generatorul de gaz (*a*), coloana montantă (*b*), scruber umed (*c*), dezintegrator (*d*), separatoare de picături (*e*) şi (*f*).

Circuitul apelor reziduale în instalaţia descrisă este următorul:

Coloana montantă are închidere hidraulică în care se scurge o parte din apa şi gudronul condensate din gaz, în coloană.

Prima spălare a gazului se face în scruber. Apa de spălare trece de asemenea spre închiderea hidraulică a coloanei montante, de unde, împreună cu apa şi gudronul condensate în coloană, trec prin preaplinul închiderii hidraulice, spre colectorul (*1*) şi canalul colector final de evacuare (*5*).

A doua spălare mai intensă a gazului, în scopul de a provoca condensarea resturilor de gudron, se face în dezintegrator; apa de spălare şi gudronul condensate aici se scurg într-un bazin de decantare (*g*); tot în acest bazin sînt dirijate şi apele scurse de la separatoarele de picături (*e*) şi (*f*) respectiv preaplinurile (*3*) şi (*4*). Din bazinul de decantare (*g*) apa trece printr-un preaplin, într-un alt bazin de decantare (*h*) situat în exteriorul clădirii; prin preaplinul (*2*) acestui rezervor apa se scurge la canalul colector final de evacuare (*5*).

Apa din colectorul (*1*) are culoarea verzuie-deschisă şi pare limpede.

La suprafaţa închiderii hidraulice se separă gudron, care este curăţat la 24 sau 48 ore.

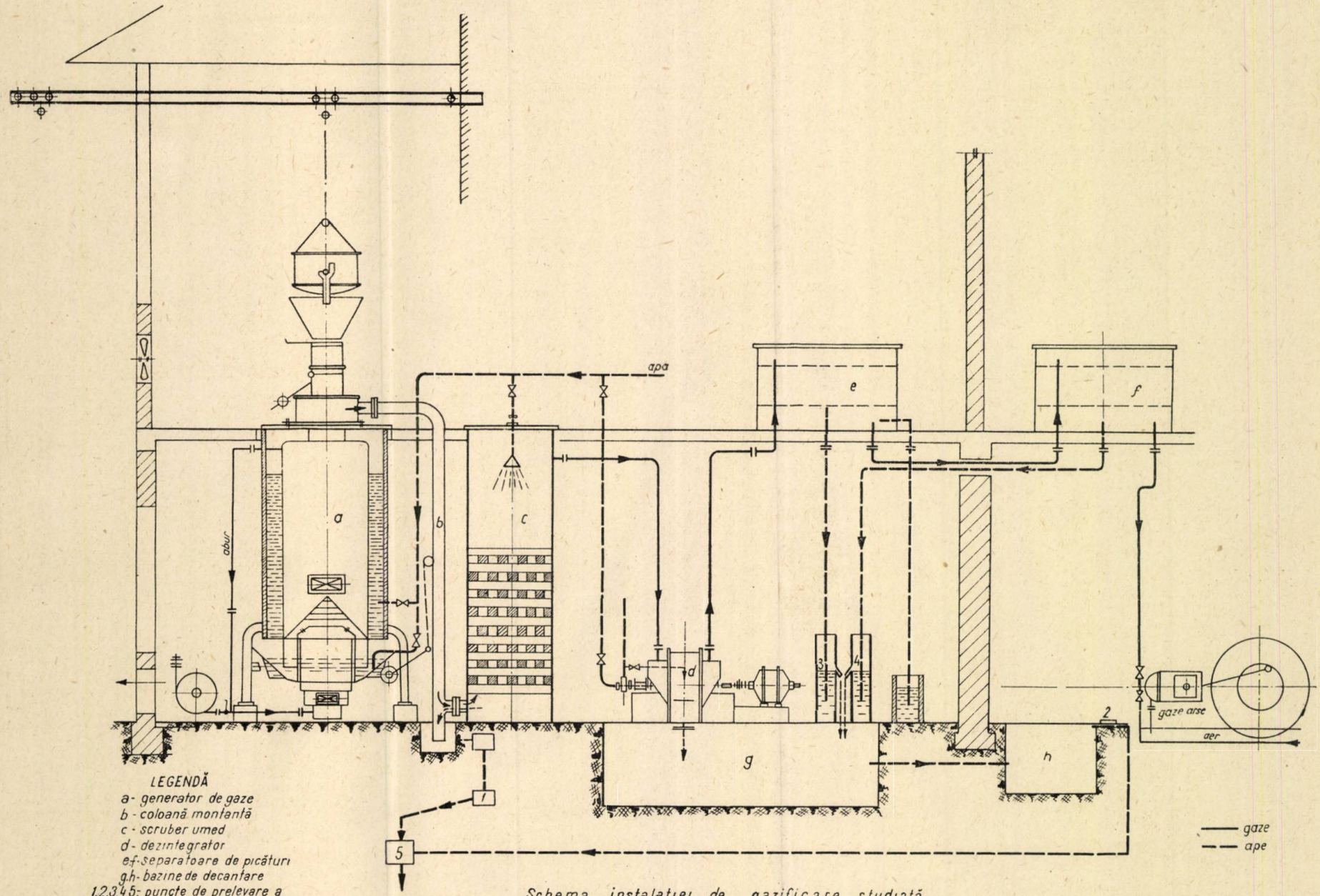
Deşi apa din canal, aşa cum am arătat mai sus, pare destul de limpede, totuşi la ieşire în exteriorul clădirii, spre canalul comun, se mai separă gudron.

Apa din al doilea bazin de decantare (*h*) are aspect galben-lăptos; această apă este o emulsie de gudron în apă la suprafaţa căreia se separă gudron.

Probele de apă reziduală au fost prelevate în punctele notate pe schema instalaţiei cu *1*, *2*, *3*, *4*, *5*, pentru a se vedea în ce măsură variază compoziţia lor; probele luate au fost conservate cu 5% hidroxid de sodiu pentru fixarea fenolilor.

Debitul total al apelor reziduale evacuate din instalaţia de gazificare este de 118,04 m^3/24 h sau 4,91 m^3/h sau, exprimat la cărbune, 15,29 m^3/t.

După cum s-a arătat mai sus fenolii sînt cei mai nocivi componenţi ai apelor reziduale de la gazificare. De aceea, s-au separat şi prin antrenare cu vapori [7] fenolii antrenabili în toate probele luate, pentru a se urmări variaţia cantităţii lor. Această operaţie s-a aplicat atît la probele brute, prelevate în punctele indicate, cît şi după filtrare prin hîrtia de filtru pentru reţinerea suspensiilor (tabela 3). Dozarea fenolilor antrenabili s-a făcut prin metoda bromo-iodometrică. Fenolii neantrenabili



LEGENDĂ

a- generator de gaze
b - coloană montantă
c - scruber umed
d - dezintegrator
e,f - separatoare de picături
g,h - bazine de decantare
1.2.3.4.5: puncte de prelevare a probelor de ape reziduale

Schema instalației de gazificare studiată

Fig. 1

Tabela 3

Variația fenolilor antrenabili în diferite puncte ale instalației

Punctele de prelevare	Proveniența probei de apă reziduală	Fenoli antrenabili găsiți, mg/l
1	Coloana montantă + scruber	199,1
	Idem trecută prin hîrtia de filtru	175,6
2	Dezintegrator + separatoare de picături	834,1
	Idem trecută prin hîrtia de filtru	756,5
3	Separator de picături (*e*)	810,6
	Idem trecută prin hîrtia de filtru	630,3
4	Separator de picături (*f*)	747,9
	Idem trecută prin hîrtia de filtru	708,7
5	Canalul colector final	415,5
	Idem trecută prin hîrtia de filtru	329,3

cu vapori de apă, — rămași în balonul de antrenare — se determină prin extracție cu eter sulfuric.

O deosebită atenție s-a dat probei prelevate în canalul colector final (punctul *5*). Ea a fost analizată amănunțit [7], [8], pentru a se cunoaște exact compoziția apei reziduale fenolice (tabela 4) ce se evacuează din stația de gazificare, pe baza căreia urmează a se stabili cea mai adecvată metodă de defenolare.

Din analiza apei reziduale fenolice, de la gazificarea ligniților de Sărmășag, se constată că conținutul de fenol este sub 1 g/l; astfel nu se

Tabela 4

Compoziția și caracteristicile apei reziduale, fenolice, de la gazificarea ligniților (din canalul colector final (5))

Proprietăți și compoziție	Unități	Caracteristici și valori
Culoare	—	galben-lăptoasă
Miros	—	gudron-piridină
Reacție	—	slab bazică
Oxidabilitatea { consum $KMnO_4$	mg/l	7 265
Oxidabilitatea { consum O_2	„	1 816
Azot total	„	230
Amoniac	„	210
Fenoli antrenabili	„	415,5
Fenoli neantrenabili	„	25
Acid acetic	„	160
Gudron		mult

pune problema epurării acestei ape printr-una dintre metodele cu recuperare, deoarece ar fi nerentabil.

Pentru această apă şi pentru condiţiile locale considerăm că cea mai adecvată metodă de purificare o constituie filtrarea prin zgura rezultată din gazificarea tocmai a aceloraşi ligniţi.

Pe această linie s-au axat şi cercetările noastre.

Încercările de defenolare s-au făcut numai în fază de laborator prin metodele de decantare şi filtrare.

În ambele metode apa brută a fost în prealabil acidulată cu acid sulfuric diluat, pînă la pH 6—6,5. La acest pH a precipitat gudronul fin dispersat, care a fost apoi filtrat. Apa, lipsită de gudron, a fost supusă defenolării prin :

a. *Metoda de defenolare prin decantare.* Procedeul constă în amestecarea apei cu zgură, urmată de decantare; lucrările s-au executat în patru operaţii succesive (trepte). Pentru aceasta apa supusă defenolării a fost trecută succesiv în porţiuni de 100 cm³ peste cîte 10 g zgură de la gazificarea ligniţilor de Sărmăşag; granulaţia zgurii a fost 0—0,2 mm, durata de contact a zgurii cu apa reziduală fenolică a fost de 10 minute pentru fiecare treaptă.

Încercările au fost conduse astfel ca apa care părăseşte ultima treaptă dè decantare să nu mai conţină fenoli (determinaţi colorimetric cu para-nitro-anilină). Cînd apăreau urme de fenoli se evacua zgura epuizată din prima treaptă şi se înlocuia cu alta nouă care era trecută ca ultimă treaptă.

Printr-o înlocuire treptată a zgurii, au fost purificaţi 1 000 cm³ apă cu un consum total de zgură de 160 g. S-a determinat oxidabilitatea apei purificate şi s-a găsit un consum de permanganat de 987 mg/l (un consum de oxigen de 246 mg/l). Mărirea duratei de contact a zgurii cu apa reziduală fenolică şi introducerea unui număr mai mare de trepte de decantare, se va solda printr-o utilizare mai bună a capacităţii de adsorbţie a zgurii.

b. *Metoda de defenolare prin filtrare.* Procedeul constă în filtrarea succesivă peste un pat de zgură de la gazificare, a unei cantităţi determinate de apă fenolică. Pentru aceasta s-au trecut 1000 cm³ apă reziduală, în porţiuni de cîte 50 cm³, peste zgură de granulaţie 0—3 mm, dispusă într-o coloană de sticlă, care formează astfel un filtru înalt de 140 mm cu ∅ 60 mm. Experimentările au fost executate cu zgură provenită din gazificarea ligniţilor de Rovinari, în gazogenul „MTD"-tip I de construcţie românească şi în paralel cu zgura din gazificarea ligniţilor de Sărmăşag din gazogenul „Sylagy-Miskolcz" (tabela 5).

În operaţiile cu zgura de Rovinari s-au executat în prima zi patru filtrări; după prima filtrare au rămas 840 cm³, după a doua 800 cm³, după a treia 750 cm³, după a patra 750 cm³. Filtrul a fost lăsat în repaus 24 ore şi aerat. După acest repaus s-a repetat filtrarea; volumul apei a scăzut la 730 cm³. Filtrul a fost lăsat apoi în repaus încă 48 ore, după care printr-o nouă filtrare au trecut 680 cm³ apă; această apă reziduală a prezentat doar urme de fenol, era incoloră şi aproape inodoră.

În încercările cu zgură de Sărmăşag s-au executat în prima zi trei filtrări; după prima filtrare au rămas 870 cm³, după a doua 850 cm³, după a treia 840 cm³; s-a lăsat filtrul în repaus 24 ore fiind bine aerat; s-au reluat filtrările care s-au repetat de trei ori trecînd respectiv 810, 775

Tabela 5

Defenolarea apelor reziduale prin filtrare

Specificaţii	Unităţi	Zgura	
		Rovinari	Sărmăşag
Cantitatea de zgură/1 000 g apă	g	323	250
Carbon în zgură	%	23,4	18,6
Oxidabilitatea apei nepurificate :			
—consum $KMnO_4$	mg/l	7265	
—consum O_2	mg/l	1816	
Oxidabilitatea apei defenolate :			
—consum $KMnO_4$	mg/l	1078	943
—consum O_2	mg/l	267	235

şi 770 cm³ ; apa rezultată a mai prezentat doar urme de fenol. După alte 24 ore de repaus al zgurii, s-a mai executat o filtrare şi apa obţinută a fost complet lipsită de fenol (determinare colorimetrică cu para-nitro-anilină), inodoră şi incoloră.

Din cele expuse mai sus rezultă că defenolarea apelor reziduale, cu zgură provenită din gazificarea ligniţilor, este eficace.

Se vede că, prin metoda prin decantare s-a obţinut o utilizare mai bună a capacităţii de adsorbţie a zgurii. Aceasta se explică prin faptul că granulaţia zgurii fiind foarte mică, suprafaţa de contact dintre zgură şi apa reziduală se măreşte simţitor.

Prin metoda filtrării, experimentările executate cu zguri provenite din gazificarea a două sorturi de ligniţi, în gazogene diferite, au arătat că zgura de Sărmăşag dă rezultate mai bune, deşi are un conţinut de carbon mai redus. Zgura provenită din gazificarea cărbunilor de Rovinari, în gazogenul MTD, a fost obţinută curînd după punerea în funcţiune a acestui gazogen şi se poate presupune că astfel cărbunele n-a suferit modificări prea importante, deoarece în acea perioadă gazogenul nu funcţiona în condiţiile cele mai bune. Aceasta poate explica de ce zgura de Sărmăşag, care are un conţinut mai redus de carbon, este mai eficace; carbonul existent este activat în cursul procesului de gazeificare.

S-a observat că, la început zgura se îmbibă cu o cantitate de apă, pînă se saturează şi numai după aceea apa purificată începe să se scurgă din filtru. De asemenea, s-a constatat că zgura lăsată în repaus şi aerată, se regenerează şi chiar devine mai activă. Acest ultim fapt este important, putîndu-se astfel, printr-o dispunere convenabilă a filtrelor, să fie regenerate şi deci să poată fi utilizate timp îndelungat.

Pentru a obţine o apă complet lipsită de fenoli au fost necesare mai multe filtrări. De aceea este recomandabil şi pentru instalaţiile industriale să se prevadă mai multe filtre, dintre care cîte unul să fie în repaus.

Printr-o amenajare convenabilă a filtrelor şi a vitezelor de filtrare se vor putea obţine rezultate satisfăcătoare.

Considerăm că purificarea apelor reziduale fenolice prin metoda filtrării este recomandabilă deoarece funcţionarea ei necesită un consum minim de energie, în comparaţie cu metoda prin decantare ; zgura va putea fi utilizată ca atare fără a mai fi necesară măcinarea ei.

CONCLUZII

1. Prin metoda defenolării apelor reziduale din industriile carbochimice, cu zguri rezultate de la gazificarea cărbunilor, se pot obţine ape epurate, pînă la satisfacerea normelor sanitare de evacuare.

2. Se valorifică un deşeu existent — zgura — chiar în aceeaşi instalaţie.

3. Construcţia instalaţiei de defenolare, ca o anexă a staţiei de gazificare, este necostisitoare şi nu necesită un personal de deservire calificat.

4. Obţinerea unei ape reziduale complet lipsită de fenoli este de foarte mare importanţă pentru a împiedica periclitarea menţinerii florei şi faunei cursurilor de apă în care acestea sînt evacuate.

5. Această metodă de defenolare poate fi extinsă şi la combinatele cocso-chimice, pentru purificarea finală a apelor reziduale fenolice, după ce în prealabil au fost defenolate printr-una dintre metodele cu recuperare. În acest caz ar putea fi utilizată zgura rezultată la gazificarea cărbunilor bruni, din gazogenele existente în aceste combinate.

ДЕФЕНОЛИЗАЦИЯ СТОЧНЫХ ВОД В УГОЛЬНО-ХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ДЕФЕНОЛИЗАЦИИ СТОЧНЫХ ВОД ОТ УСТАНОВОК ДЛЯ ГАЗИФИКАЦИИ ЛИГНИТА

РЕЗЮМЕ

В настоящей работе даны результаты исследования по очистке сточных вод от процесса газификации лигнита, произведенного в лабораторных условиях.

Изученный метод основывается на удалении фенолов из сточных вод путем их абсорбции шлаком, образующимся в том же процессе газификации лигнита.

DÉPHÉNOLATION DES EAUX RÉSIDUAIRES DANS LES INDUSTRIES CARBO-CHIMIQUES

RECHERCHES SUR LA DÉPHÉNOLATION DES EAUX RÉSIDUAIRES DANS LES INSTALLATIONS DE GAZÉIFICATION DES LIGNITES

RÉSUMÉ

Le travail présente les recherches, effectuées dans la phase de laboratoire, concernant les eaux résiduaires résultant du processus de gazéification des charbons (lignites).

Le principe de la méthode étudiée consiste dans l'élimination des phénols contenus dans ces eaux résiduaires, par leur adsorption sur les scories résultant du processus même de gazéification.

BIBLIOGRAFIE

1. А. Ф. Сабалин, *Очистка сточных вод предприятий черной металлургии.* Москва, Металлургиздат, 1953.
2. А. З. Гомельский, *Аппаратчики коксохимических производств.* Москва, Металлургиздат, 1953.
3. H. Brückner, *Handbuch der Gasindustrie.* **III**, München, Berlin, R. Oldenbourg, 1953.
4. B. Drábek, *Čištění fenolových odpadních vod generátorových ctanis.* Paliva, **11**, 319—322 (1955).
5. I. Pantoflíček, *Dočistvani fenolových vod adsorbcí.* Vodní hospodářstvi, *8*, 285—290 (1955).
6. B. Drábek, *Účinost škvárového tělesa.* Paliva, *2*, 60—62 (1956).
7. I. I. Lurie, A. I. Ribnicova, *Metode de analiză chimică a apelor reziduale industriale* IDT, Bucureşti, 1954.
8. F. Ludwik, *Deutsche Einheitsverfahren zur Wasser, Abwasser und Schlammuntersuchung.* Berlin, Werner Haase, 1954.
9. I. Šmid, *Dočistování fenolových odpadnich vod.* Paliva, *5—6* (1951).
10. А. И. Жуков и др., *Проектирование сооружений для очистки промышленных сточных вод.* Москва-Ленинград, Стройиздат, 1949.
11. И. М. Гойрах, Н. Б. Пинягин, *Химия и технология искусственного жидкого топлива.* Москва, Гостоптехиздат, 1954.
12. V. Solín, *Oddehtování generátorových odpadních vod a jejich zneškodňování na škvárových filtrech.* Pece o cistotu vod, Státni nakladatelství technické literatury, Praha, 1956.
13. Н. Б. Сишаков, *Основы производства горючих газов.* Москва-Ленинград, Государственное энергетическое издательство, 1948.
14. I. Lesenyei, *Ipari szennyvizet tisztitása.* Közlekedek Kiado, Budapest, 1953.
15. I. Lukeš, *Zňeškodňování fenolvých vod z generátorových a flotačních stanic.* Voda, *11*, 303—305, 1953.
16. Čipca, *Odbúrani fenolov na struske.* Voda, *11*, 312 (1953).
17. M. Sedlák, *Některé problémy stanovení fenolú v povrchovych i odpadních vodách.* Pece o cistotu vod, Praha, Státni nakladatelství technicki literatury, 1956.

ASPECTE DIN FUNCȚIONAREA CU COMBUSTIBIL LICHID A CAZANULUI INDUSTRIAL VUIA I.E. 1 t/h

DE

N. ANTONESCU, L. COSTEA și C. HAIDUC

După realizarea cazanului Vuia I.E. 1 t/h de către Institutul de energetică și omologarea lui în funcționare cu combustibil gaz metan [1], a apărut necesitatea amenajării instalației pentru funcționare cu combustibil lichid, deoarece un număr mare de beneficiari posibili nu dispuneau de combustibil gazos.

Acest lucru a necesitat realizarea unui arzător special, avînd în vedere condițiile deosebite impuse de combustia în tubul focar și de calitatea combustibilului impus pentru utilizare : combustibil special tip A, STAS 54—49.

Acest combustibil, utilizat în general la instalații de încălzire centrală și la cazane de debite mici, are următoarele caracteristici :

— putere calorică $P_{ei} = 10\,090$ kcal/kg,
— greutate specifică $\gamma = 0{,}898 - 0{,}0007 \cdot t$ kg/dm³,
— analiza elementară C = 87 %,
H = 12,5 %,
— vîscozitate la 20°C η = I 3,2 °E.

După datele publicate anterior [2], arzătorul de combustibil lichid adoptat de inventator, Traian Vuia, la cazanul original avea o serie de deficiențe printre care cele mai importante erau consumul mare de energie pentru pulverizarea cu aer a combustibilului și imposibilitatea funcționării cu combustibili lichizi mai grei decît petrolul sau motorina.

Lucrările făcute asupra diferitelor variante de arzătoare cercetate au dus la unele concluzii importante pentru buna funcționare a sistemului arzător-tub focar. Astfel, după prima serie de încercări s-a renunțat la tipurile de arzătoare la care flacăra se amorsa în arzător, deoarece se producea o încălzire prea puternică a flanșei exterioare a tubului focar și pierderile de presiune erau excesiv de mari. În următoarele încercări s-au adoptat arzătoare care realizau numai pulverizarea combustibilului și amestecarea primară cu aer, tubul focar avînd pe circa 2/3 din lungimea sa funcția de omogeneizare și de pregătire a arderii. Pentru aceste tipuri de arzătoare forma conului de pulverizare a combustibilului are o deosebită importanță : dacă unghiul conului este prea mare, picăturile de combustibil ajung pe partea de sus a pereților tubului focar unde temperatura este insuficient de ridicată pentru a determina aprinderea însă destul de ridicată pentru a produce cocsificarea combustibilului. În asemenea situație, după cîteva ore de funcțio-

nare, peretele interior al tubului focar se acoperă cu un strat de cocs de 2—4 mm care progresează spre capătul cald al tubului. Din cauza efectului izolant al cocsului, pregătirea amestecului combustibil-aer în tub nu se mai face în bune condiții și arderea se înrăutățește progresiv. Astfel, procentul maxim de CO_2 ce se obținea la arderea în cazanul curat de 15÷15,2% scade pînă la 11,6÷11,8%, iar procentul de CO crește de la 0% la 2÷2,5%. În același timp, arderea are loc cu fum și se produce o depunere de funingine pe serpentine care provoacă o ridicare a temperaturii gazelor de ardere la coș, de la valoarea inițială de 180÷185°C la 210÷215°C.

Dacă unghiul conului de pulverizare a combustibilului este prea mic, omogeneizarea amestecului combustibil-aer se face greu, aprinderea are loc numai în camera de detentă de la sfîrșitul tubului focar și tubul din această cauză este insuficient de încălzit. Ca urmare, arderea nu este de bună calitate și apar depuneri de cocs la capătul tubului.

În același timp, produsele grele din combustibil se adună la partea inferioară a cazanului, sub cărămida refractară și curg afară prin capacul cazanului solidificîndu-se la temperatura ambiantă.

După diferite variante de arzătoare încercate, a fost adoptat, în soluția finală, un arzător cu caracteristici satisfăcătoare de pulverizare și cu turbionare a aerului de combustie. Acest arzător, după cum se va arăta în continuare, a dat rezultate bune în arderea combustibilului special și are caracteristici avantajoase și din punct de vedere economic.

★

Schema de funcționare a cazanului din prima etapă [1] a fost modificată pentru noile condiții prin adăugarea unui circuit de combustibil a cărui schemă este prezentată în figura 1.

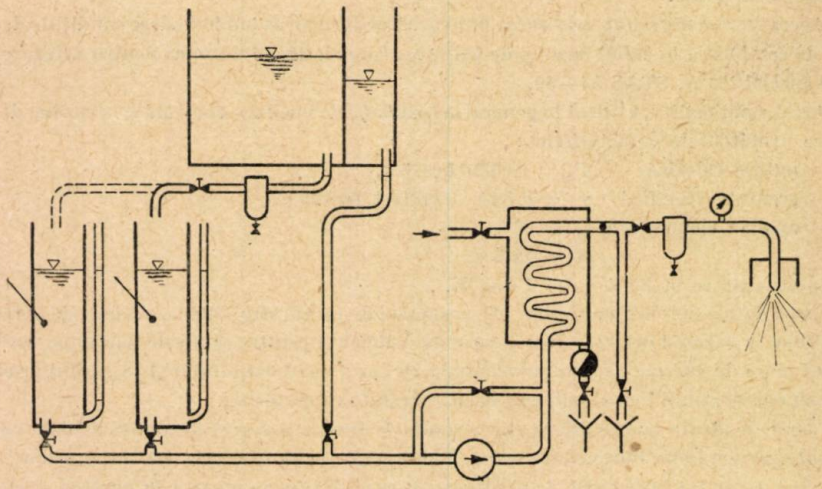


Fig. 1. — Schema circuitului de combustibil.

Principalele elemente ale schemei sînt: pompa de combustibil de tipul cu roți dințate cu debit de 100 l/h, și 30 kgf/cm² la turația de 1 500 t/min, preîncălzitorul de combustibil folosind drept agent de încălzire aburul, filtrele de combustibil și arzătorul propriu-zis.

Arzătorul se compune dintr-o duză centrală (*3*) cu orificiul de 0,97 mm la care combustibilul ajunge turbionat prin două canale excentrice, un sistem periferic de palete (*2*) care dau aerului de ardere o mișcare de rotație și o calotă de dirijare a aerului plasată deasupra duzei. Tot din siste-

mul arzător face parte și sistemul de aprindere constînd din doi electrozi (*4*) alimentați prin transformator la circa 10 000 V, care produc scînteile de aprindere la marginea jetului de combustibil pulverizat. Schița arzătorului este dată în figura 2.

Experiențele pentru determinarea performanțelor cazanului și arzătorului au fost efectuate în cadrul unor probe interne și în cadrul probelor de omologare.

Unele rezultate experimentale pentru cîteva regimuri caracteristice ale cazanului sînt date în tabela 1.

Debitul maxim al cazanului a fost limitat de debitul de aer insuficient furnizat de suflantă. Valorile relativ scăzute ale randamentului se datorează unor particularități constructive ale cazanului experimentat: astfel cazanul, tamburul separator și conductele nu au fost izolate termic, cazanul era neetanș pe partea gazelor de ardere și armăturile au avut pierderi prea mari de abur prin etanșări și labirinți. Instalația de cazan în soluția constructivă de fabricare curentă va avea un randament cu circa 5% mai mare la toate sarcinile.

Din punctul de vedere al arzătorului rezultatele experimentale pot fi apreciate în primul rînd după randamentul arderii la diferite sarcini ale cazanului. Alți indici importanți sînt condițiile de pornire, depunerile și caracteristicile economice.

Randamentul arderii este deosebit de bun, putîndu-se realiza o ardere completă la excese de aer foarte apropiate de I. Astfel s-a obținut $CO_2 = 15{,}2\%$, $CO = 0\%$, $O_2 = 0{,}6\%$ și corespunzător un exces de aer de 1,01 atît la sarcina maximă cît și la cea minimă a cazanului. În regimurile experimentate prezentate în tabela 1, la sarcinile de 0,5, 0,6 și 0,8 *Dn* s-a funcționat cu un exces mărit de aer 1,03 — 1,08 pentru a preîntîmpina apariția componentelor nearse în cazul unor fluctuații în regimul de lucru. La regimul de sarcină maximă, limitat după cum s-a arătat anterior de debitul suflantei de aer, s-a funcționat cu un exces de aer de 0,5%, ceea ce a antrenat în unele perioade apariția com-

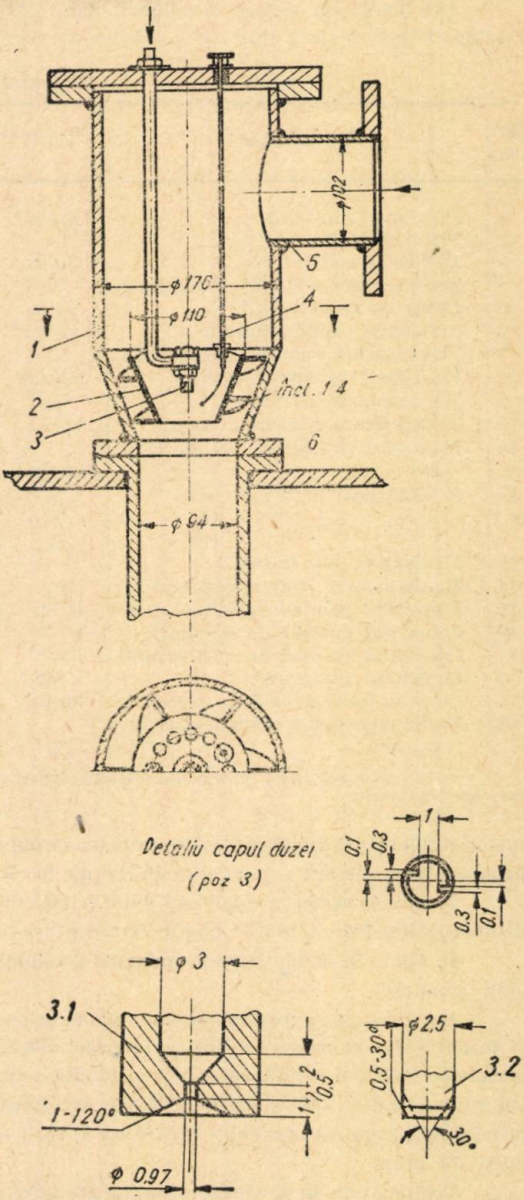


Fig. 2. — Arzătorul de combustibil lichid.

pușilor de ardere incompletă, în proporție de pînă la 0,4%; în astfel de cazuri s-a mărit excesul de aer pînă la dispariția oxidului de carbon.

Din punct de vedere funcțional, arzătorul este caracterizat prin parametrii necesari combustibilului în fața duzei și condițiile termice și aerodinamice ale focarului. Toți acești

Tabela 1

Nr. crt.	Denumirea	Unit.	Regimul			
			0,5 *Dn*	0,6 *Dn*	0,8 *Dn*	*Dn*
1	Presiunea aburului	kgf/cm²	12	11,5	11,7	11,9
2	Titlul aburului	—	0,992	0,992	0,992	0,992
3	Debitul de abur	kg/h	470	608	700	902
4	Temperatura apei de alimentare	°C	36,5	38,2	42,1	47,5
5	Debit de combustibil	kg/h	33,8	43,8	52,6	64,4
6	Presiunea combustibilului	kgf/cm²	5	8,03	11,08	14,8
7	Temperatura combustibil încălzit	°C	90	93,5	91	93
8	Presiunea aerului la arzător	mmCA	255	320	462	638
9	Temperatura aerului	°C	21	21,5	25	27
10	Temperatura gazelor la coș	°C	177	178	189	199,5
11	Presiunea gazelor de ardere la coș	mmCA	12,75	14,3	23,7	28,9
12	Analiza gazelor la coș CO_2	%	14,3	14,9	14,6	14,88
	O_2	%	1,91	1,024	1,22	0,61
	CO	%	0	0	0	0,163
13	Excesul de aer la coș	—	1,078	1,032	1,055	1,005
14	Randamentul brut al cazanului	%	85,8	85,5	88,3	85
15	Consumul pompei de alimentare	kWh	1,55	1,55	1,55	1,55
16	Consumul pompei de circulație	kWh	1,3	1,3	1,3	1,3
17	Consumul pompei de combustibil	kWh	0,5	0,5	0,5	0,5
18	Consumul suflantei	kWh	3	3,3	3,8	4,4
19	Consum total echivalent de abur*)	kg/h	38	39,9	42,8	46,4
20	Randamentul net al instalației de cazan	%	77,72	78,94	82,59	79,85

*) Consumul echivalent de abur s-a calculat luîndu-se indicele de echivalență 1 kWh → 6 kg abur la parametrii cazanului.

factori influențează direct sau indirect finețea de pulverizare, viteza de vaporizare, omogeneizarea amestecului carburant și pierderile de energie în sistemul arzător.

Presiunea necesară combustibilului în fața duzei de injecție a fost de 5—14,8 atm pentru debite cuprinse între 33,8 și 64,4 kg/h. Temperatura combustibilului preîncălzit a fost de 90—93°C.

În figura 3, se dă diagrama variației presiunii combustibilului în fața injectorului cu sarcina cazanului.

S-a constatat experimental că la scăderea presiunii combustibilului sub 4,5 atm, arderea se înrăutățește, ca urmare a unei pulverizări defectuoase. Dacă pentru lărgirea domeniului de variere posibilă a debitului cazanului se adoptă o duză cu diametru mai mic, apare inconvenientul înfundării dese a duzei cu impuritățile care trec chiar și prin sistemele de filtrare. Înfundarea duzei implică oprirea cazanului pentru curățire, ceea ce constituie o întrerupere în debitare de circa 30 min.

Temperatura de încălzire a combustibilului este limitată de pericolul apariției cocsului care duce la înfundarea orificiului duzei. Pe baza datelor din literatura de specialitate și a unor experiențe făcute asupra cazanului, temperatura de preîncălzire s-a stabilit între 90 și 95°C.

Condițiile termice și aerodinamice din focar influențează mult toate fazele procesului de pregătire și efectuare a arderii. În regiunea duzei o viteză mare a aerului are ca urmare micșo-

rarea unghiului de pulverizare și ca urmare imediată o înrăutățire a omogeneizării. Pentru evitarea acestui lucru, s-a prevăzut deasupra duzei o calotă de dirijare care, prin găurile pe care le are practicate, permite intrarea numai a unei cantități mici de aer în zona vîrfului conului de pulverizare.

Omogeneizarea amestecului carburant s-a asigurat atît printr-o pulverizare fină și o dispersie mare a combustibilului, cît și prin imprimarea unei mișcări elicoidale aerului. Turbionarea, fără de care arderea are loc în condiții foarte rele din punct de vedere chimic, duce la pierderi

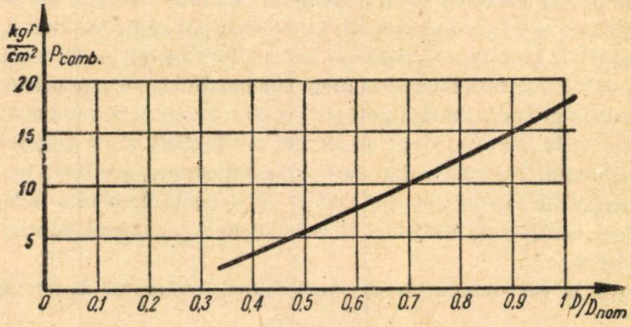


Fig. 3. — Variația presiunii de injecție a combustibilului cu sarcina relativă a cazanului.

importante de presiune pe traseul aer-gaze de ardere. Aceste pierderi ajung la 450 mm CA și sînt specifice focarelor cu ardere intensificată, ele neputînd fi înlăturate ci, cel mult, puțin micșo-

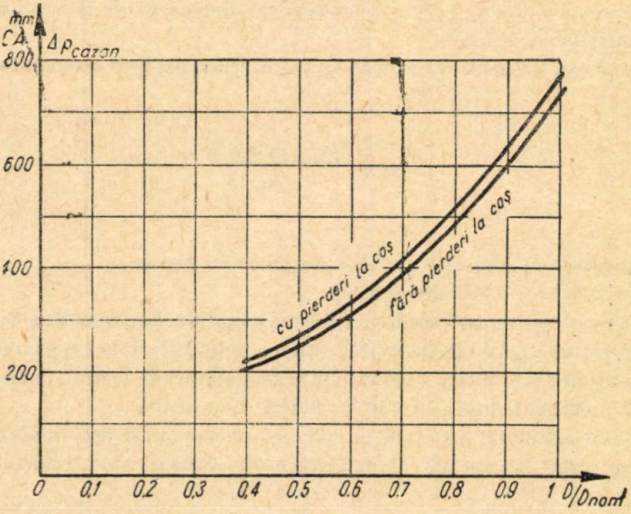


Fig. 4. — Pierderi de presiune în cazan pe traseul aer-gaze de ardere funcție de sarcina relativă a cazanului.

rate prin studii aerodinamice minuțioase. În figura 4, sînt prezentate curbele, funcție de debitul relativ al cazanului, de pierderi de presiune pe traseul aer-gaze de ardere pentru cazanul și arzătorul experimentat.

Vaporizarea combustibilului, fază premergătoare arderii, este asigurată de regimul termic din tubul focar. S-a constatat, că ridicarea temperaturii pereților tubului focar prin micșorarea căldurii cedate serpentinei I și îmbunătățirea cedării de căldură de la gazele de ardere la peretele exterior al tubului, au dus la o ameliorare sensibilă a arderii.

Un criteriu important de apreciere calitativă a unui arzător este și murdărirea suprafețelor cazanului cu funingine, ca urmare a perioadelor de ardere imperfectă. La cazanul experimentat, lipsa fumului la coș și menținerea constantă în timp a temperaturii la coș pentru un regim constant au dus la concluzia că la o conducere corectă a focului nu au loc depuneri în perioada de funcționare în regim a cazanului. Depunerile pot să fie foarte intense în schimb la pornirea cazanului, cînd condițiile termice ale focarului nu permit realizarea unei arderi bune. Pentru a evita acest lucru se întrebuințează drept combustibil la pornire petrolul, care prin calitățile sale de ardere, asigură o pornire rapidă și fără fum. Trecerea pe combustibil special se face după circa 10 min de la pornire, după ce cazanul s-a încălzit și s-a asigurat și temperatura prescrisă combustibilului. Trecerea se face fără nici o dificultate, printr-un joc de ventile.

Din caracteristicile expuse anterior rezultă că sistemul de arzător adoptat și omologat pentru cazanul Vuia, corespunde din punct de vedere tehnic și economic pentru arderea combustibilului special tip A.

În continuare, se vor prezenta cîteva caracteristici ale cazanului în funcționare cu combustibil lichid.

Pierderile de presiune în cazan, prezentate în figura 4, se ridică pentru sarcina de 1 t/h la 770 mm CA. Cum actuala suflantă asigură la debitul necesar circa 650 mm CA, este necesară micșorarea vitezelor în cazan cu circa 9 %. Dacă se reduce actuala pierdere la coș de circa 43 mm la 10 mm CA, micșorarea necesară a vitezelor în cazan va fi de numai circa 6 %.

Temperatura gazelor la coș, prezentată în figura 5, funcție de sarcina relativă a cazanului este influențată în exploatare de temperatura apei de alimentare, de factorul de circulație și de murdărirea suprafețelor de schimb.

Primii doi factori influențează asupra temperaturii la coș prin temperatura apei la intrare în cazan t_i

$$t_i = \frac{(m-1)\,t_s + t_a}{m}$$

unde

t_s = temperatura de saturație a apei la presiunea din tambur ;

t_a = temperatura apei de alimentare.

Rezultă că temperatura „t_i" scade cu scăderea factorului de circulație și în măsură mai mică cu scăderea temperaturii apei de alimentare. Creșterea temperaturii la coș prin scăderea relativă a coeficientului mediu de transmitere a căldurii în cazan, alături de factorii anteriori determină o alură ascendentă a curbei temperaturii la coș funcție de sarcină.

Randamentul cazanului este indicele tehnico-economic cel mai important al cazanului. În figura 6, se dau curbele de variație ale randamentului brut și net ale cazanului funcție de sarcina relativă.

Cele două curbe indică o alură normală, destul de plată a curbelor de randament, ceea ce permite utilizarea în condiții economice a cazanului pentru un interval larg de sarcini.

Randamentul maxim, $\eta_{br} = 0{,}87$ și $\eta_{net} = 0{,}82$, se obține pentru sarcina relativă de 75 %. După cum s-a arătat, randamentul cazanului de fabricație curentă va fi cu circa 5 % mai mare decît al cazanului experimentat ca urmare a îmbunătățirilor constructive. Diferența de 5 % între randamentul brut și net, reprezentînd cota consumurilor interne, este relativ mare ca urmare

a metodelor de reglare a debitelor, la suflantă prin laminare şi la pompe prin ocolire. Schimbarea sistemelor de reglare ar duce la scăderea consumurilor interne pentru sarcinile mici.

În concluzie, în urma experimentării şi efectuării lucrărilor de omologare, cazanul Vuia I.E. 1 t/h pe combustibil lichid satisface condiţiile impuse unui cazan industrial.

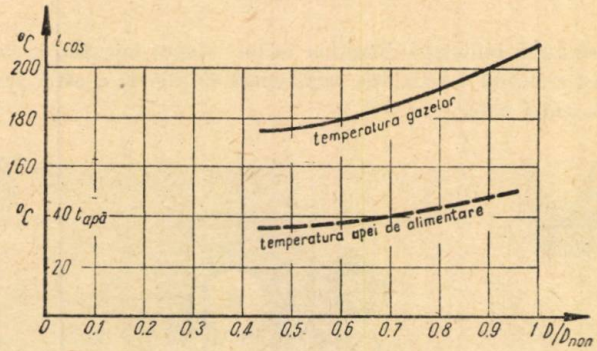


Fig. 5.—Temperatura gazelor la coş funcţie de sarcina cazanului.

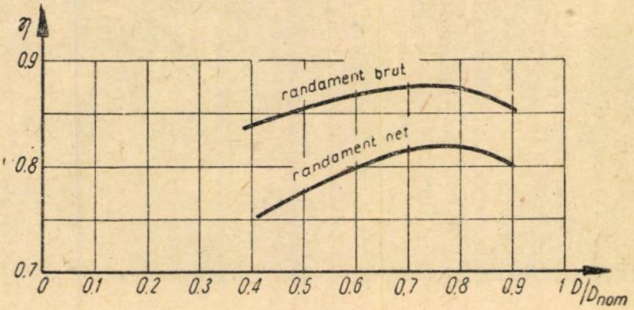


Fig. 6. — Variaţia randamentului cazanului cu sarcina relativă.

Prin îmbinarea arzătorului de gaz metan, prezentat în articolul anterior [1] şi arzătorul de combustibil lichid se poate obţine un arzător combinat cu ajutorul căruia se poate trece uşor şi rapid de la un combustibil la altul.

BIBLIOGRAFIE

1. N. ANTONESCU, C. HAIDUC, L. COSTEA, *Aspecte din cercetarea şi realizarea cazanului industrial Vuia I.E. 1 t/h.* Studii şi cercetări de energetică, *4* (1959).

2. N. ANTONESCU, C. HAIDUC, E. KIMMEL, L. COSTEA, *Regimul termic şi hidrodinamic al cazanului experimental Vuia.* Studii şi cercetări de energetică, **8**, *1* (1958).

INSTALAŢIA PENTRU STUDIUL LEGII DE INJECŢIE

DE

L. TEODORESCU

În vederea stabilirii influenţei diferiţilor factori asupra injecţiei, în cadrul Institutului de energetică, a fost realizată o instalaţie experimentală (fig. 1) a cărei prezentare o constituie conţinutul prezentei note.

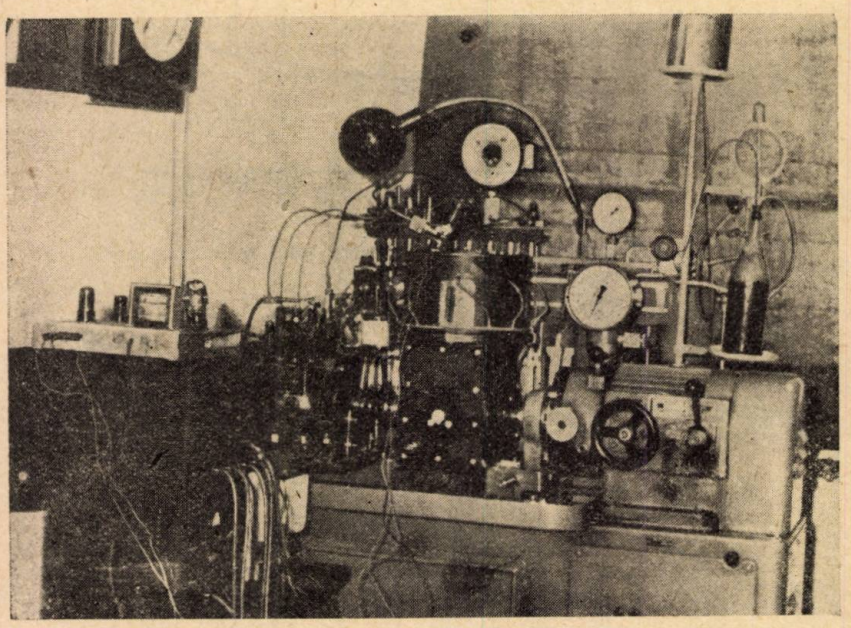


Fig. 1. — Instalaţie experimentală pentru studiul legii de injecţie.

În ansamblu, instalaţia pentru studiat legea de injecţie se compune din (fig. 2): un aparat pentru determinarea legii de injecţie a injectorului (*1*) o pompă de injecţie (*4*) un transmiţător al bazei de timp (*6*) şi aparatura electronică corespunzătoare, respectiv un osciloscop cu două spoturi (*8*) două amplificatoare de c.c. (*10*) şi (*11*) şi amplificatorul legii de ridicare a acului injectorului (*12*).

Antrenarea întregului ansamblu se face cu ajutorul unui electromotor aparţinînd unei instalaţii Bosch, pentru determinat debitul injectoarelor, instalaţie dealtfel pe care se găseşte montat întregul ansamblu.

Instalaţia astfel realizată, permite pe de o parte varierea şi respectiv determinarea influenţei diferiţilor factori constructivi (începînd cu cama pompei de injecţie şi terminînd cu tipul injectorului) atît asupra legii de injecţie, cît şi asupra injecţiei însăşi, precum şi varierea şi respectiv determinarea influenţei unor factori funcţionali (turaţie, sarcină etc.) asupra acestora.

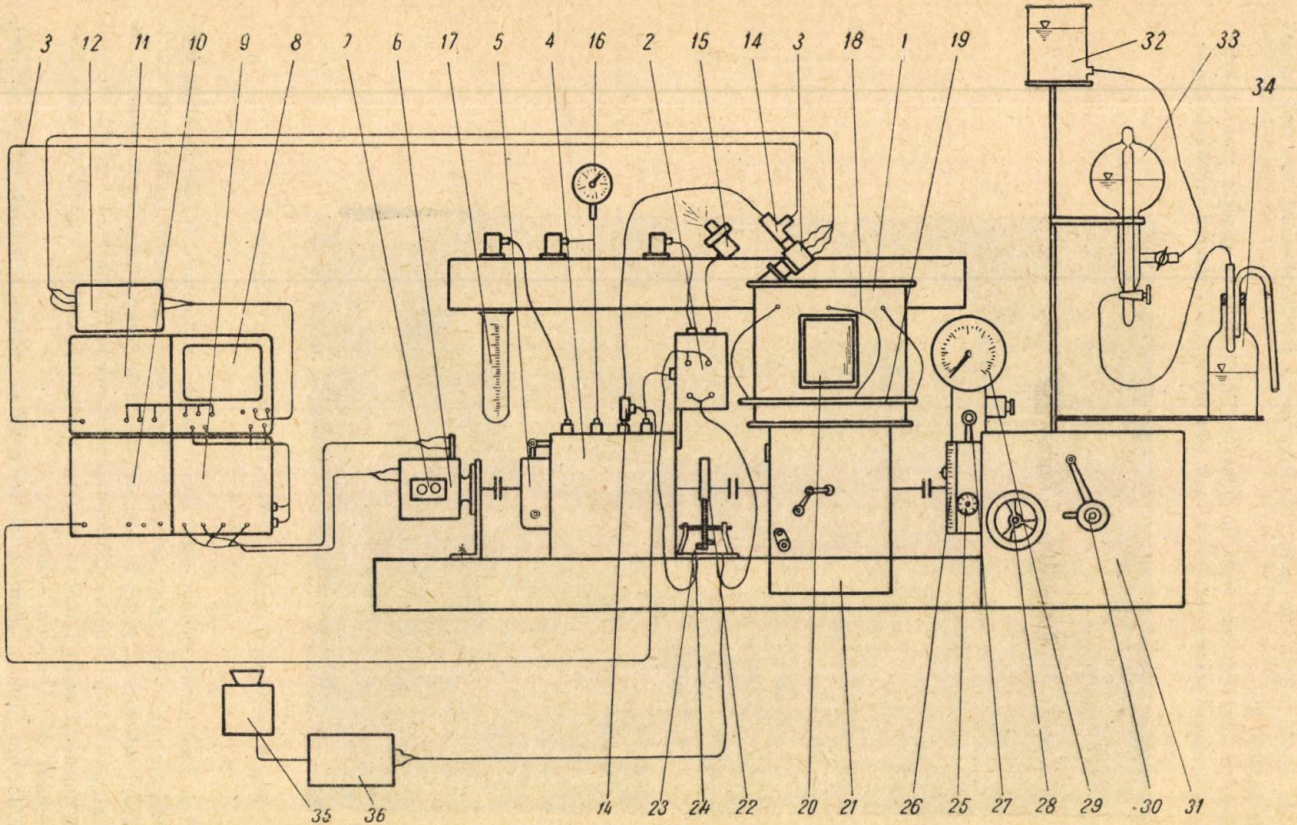


Fig. 2. — Schema instalației pentru studiat legea de injecție.

1 — Aparat pentru determinarea legii de injecție; 2 — Dispozitiv pentru monoinjecție; 3 — Injector cu dispozitiv pentru determinat legea de ridicare a acului injectorului; 4 — Pompă de injecție; 5 — Mecanism pentru reglarea sarcinii; 6 — Transmițătorul bazei de timp; 7 — Mecanismul de corectare al decalajului camei; 8 — Osciloscop cu două spoturi; 9 — Amplificatorul bazei de timp; 10 — Amplificator c.c.; 11 — Amplificator c.c.; 12 — Amplificatorul legii de ridicare a acului injectorului; 13 — Cablu; 14 — Captator; 15 — Injector; 16 — Manometru 0—150 ata; 17 — Vas gradat; 18 — Conductă; 19 — Coletor; 20 — Disc; 21 — Rezervor cu ulei; 22 — Camă; 23 — Roată dințată; 24 — Contacte; 25 — Numărătorul de injecții; 26 — Indicatorul unghiului de rotație; 27 — Ma ıeta de cuplare a numărătorului de injecții; 28 — Variator rapid de turație; 29 — Tachometru cu două scări; 30 — Inversor de turație; 31 — Electromotor; 32 — Vas cu apă; 33 — Vas de depresiune; 34 — Sticlă; 35 — Aparat de fotografiat; 36 — Declanșatorul aparatului de fotografiat.

Cu ajutorul unui dispozitiv special (*2*) pentru realizarea unei singure injecții, se pot efectua o serie de studii legate de modul de injectare a combustibilului, sau mai precis de caracteristicile acestui jet.

Aparatul pentru determinarea legii de injecție (fig. 3 și 5) se găsește montat între electromotorul de antrenare și pompa de injecție, axul său permițînd cuplarea la ambele capete.

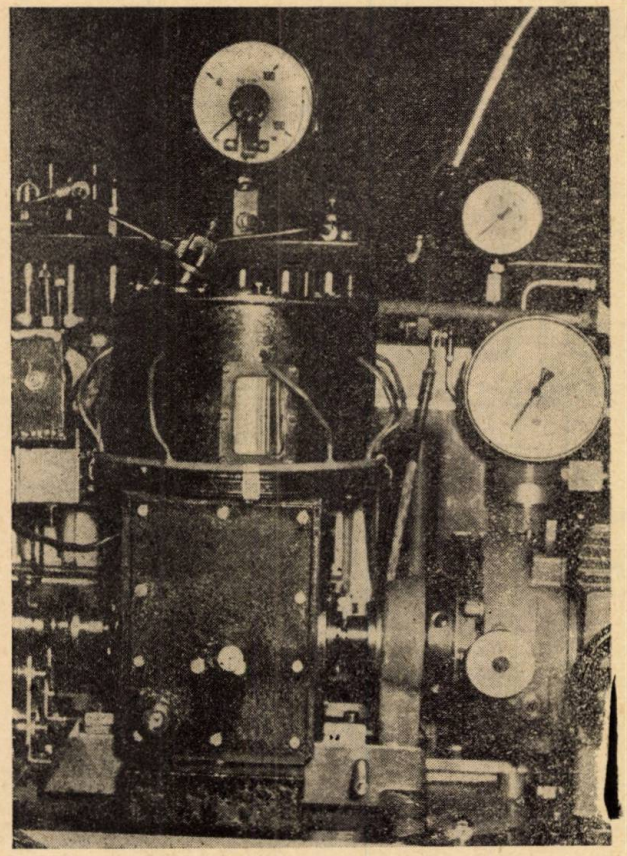


Fig. 3. — Aparat pentru determinat legea de injecție a injectorului.

Principiul de funcționare al aparatului este următorul : injectorul (*3*) debitează în fața unor celule practicate într-un disc ce se rotește în jurul unui ax vertical, astfel încît cantitatea de combustibil injectată să poată fi colectată de celule și repartizată fie în exterior, fie în orificiile calibrate ale celui de al doilea disc montat solidar cu primul pe axul vertical. Această cantitate poate fi măsurată, ea fiind tocmai valoarea medie injectată pe unghiul corespunzător deschiderii orificiului de intrare al celulelor.

În ansamblu, aparatul se compune dintr-un ax de intrare orizontal, un ax vertical, antrenat de primul prin intermediul unui angrenaj conic și respectiv două discuri suprapuse pe axul vertical, în care sînt practicate o serie de orificii, în dreptul cărora va debita injectorul ;

totul se găsește montat într-o carcasă sudată, care are practicată în partea superioară, o fereastră ce permite vizualizarea celulelor practicate în discul inferior (*20*) confecționat din material plastic.

Discul superior al aparatului, are practicate în el un număr dublu de orificii, distribuția lor fiind astfel încît să permită umplerea simetrică a celulelor din discul inferior, lucru necesar avîndu-se în vedere regimul de turații relativ ridicat în timpul funcționării acestora și respectiv necesitatea unei echilibrări în timpul lucrului.

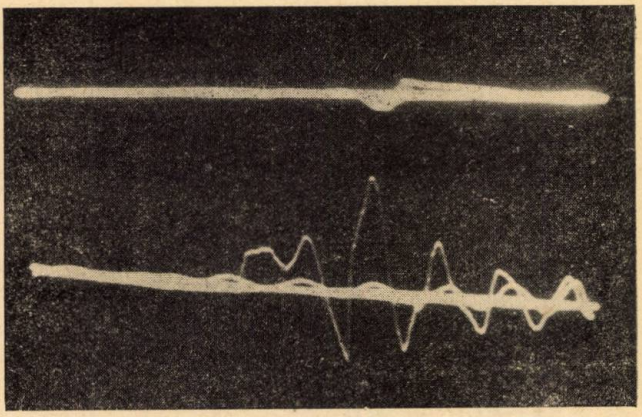


Fig. 4. — Variația presiunii la începutul conductei de legătură între pompă și injector, în timpul injecției, precum și legea de ridicare a acului injectorului.

Pentru a putea obține extinderea legii de injecție pe un interval mai mare sau mai redus, este necesar să se modfice corespunzător raportul de transmitere al angrenajului conic dintre cele două axe.

În partea superioară a carcasei (fig. 2) se găsește un injector (*3*) care debitează în dreptul orificiilor discurilor și care are montat pe el un dispozitiv pentru determinarea legii de ridicare a acului. Unul din spoturile osciloscopului marchează acestă lege de ridicare a acului.

Mișcarea pe orizontală a ambelor spoturi ale osciloscopului, se poate obține cu ajutorul unui transmițător al bazei de timp (*6*) la care se pot monta came diferite pentru a putea obține deplasarea spotului pe un anumit număr de grade rotație al axului pompei.

Măsurarea cantităților de combustibil injectate pe fiecare grad de rotație se face cu ajutorul unei tije gradate în mod special și etalonată pentru diametrul celulelor din discul inferior, introducerea ei, putînd fi făcută prin partea superioară a aparatului.

Simultan cu legea de ridicare a acului injectorului și cu legea de injecție, se poate obține și legea de variație a presiunii, într-un anumit loc pe traseul pompă injector (fig. 4) cu ajutorul unui captator piezo-electric montat în zona respectivă (*14*) și al amplificatorului său (*11*).

Evident se pot obține simultan cu ajutorul osciloscopului cu două spoturi, variațiile de presiune în două zone diferite pe traseul pompă injector.

Pentru efectuarea unor studii legate de caracteristicile jetului de combustibil injectat (forma jetului, finețea de pulverizare etc.), s-a construit dispozitivul (*2*) comandat de cama (*22*), care permite obținerea unei singure injecții ; cama (*22*) antrenează cu ajutorul unui clichet, roata dințată (*23*) care are fixați pe ea, doi opritori, decalați între ei cu intervalul cores-

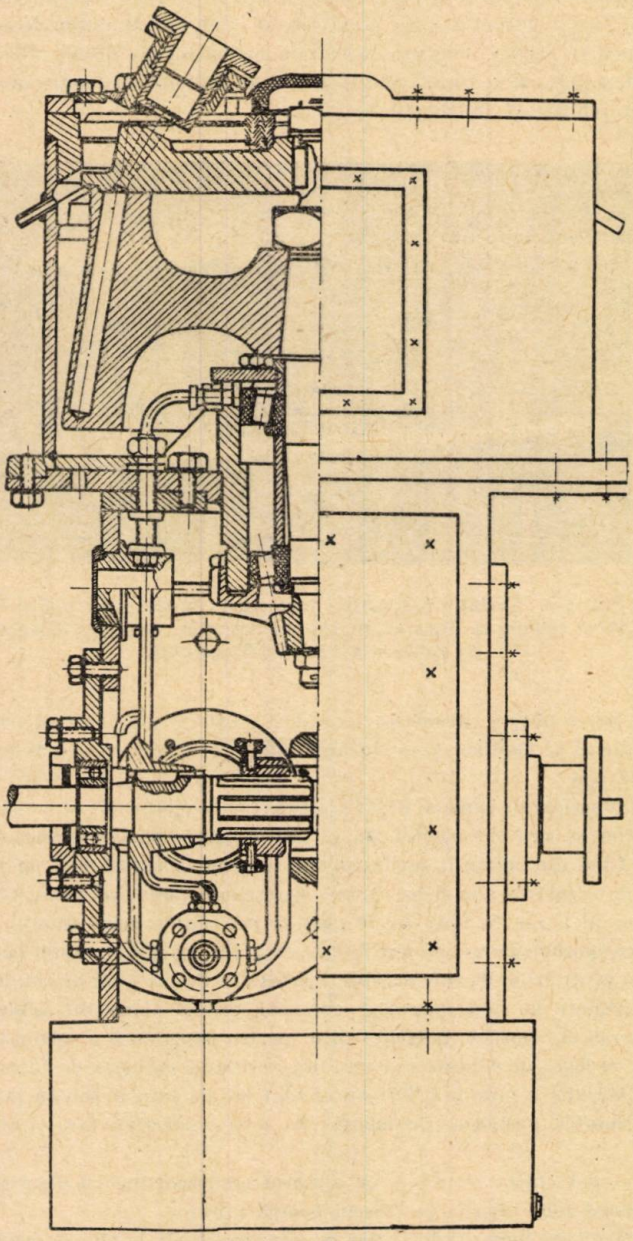


Fig. 5. — Secțiune prin aparatul de determinat legea de injecție a injectorului.

punzător unui dinte al roții și care închid succesiv două contacte (*24*); dispozitivul (*2*) este intercalat între pompa de injecție și injectorul (*15*) avînd în același timp și posibilitatea de a stabili legătura cu un alt injector similar.

Obținerea unei singure injecții se face în felul următor : se stabilește legătura pompă injectorul auxiliar și se lasă să funcționeze pînă cînd unul din opritorii roții (*22*) stabilește un prim contanct ; în momentul stabilirii acestui contact, dispozitivul (*2*) realizează legătura între pompă și injectorul (*15*), scoțînd din funcțiune injectorul auxiliar ; în acest mod pompa injectează prin injectorul (*15*) pînă la stabilirea celui de al doilea contact (*24*) care întrerupe această legătură între pompă și injector (*15*), stabilind în același timp legătura pompă injector auxiliar.

Deoarece intervalul de timp dintre cele două contacte corespunde unui dinte al roții (*23*) respectiv unei singure rotații a arborelui pompei de injecție, injectorul (*15*) nu va putea efectua decît o singură injecție, lucru de altfel ce era și de dorit.

Tot cu ajutorul acestei instalații se poate controla și presiunea de deschidere a acului injectorului, intercalînd în circuitul pompă injector, un manometru de 150 ata.

În vederea evaluării pierderilor de combustibil la un anumit regim de funcționare, se poate folosi bancul Bosch pe care este instalată aparatura, respectiv să se determine debitul de combustibil, la același regim de funcționare și să se compare cu cel măsurat cu ajutorul discului inferior (*20*).

Pentru înregistrarea diagramelor indicate pe osciloscop, se folosește un aparat fotografic ; pentru a putea obține și fotografii ale jetului de combustibil, în cazul unei singure injecții, se folosește un declanșator comandat de primul contact (*24*), timpul de expunere fiind reglat în funcție de turația pompei.

Golirea discului superior se face cu ajutorul unei pompe de depresiune compusă din vasele (*32*), (*33*) și sticla (*34*).

Reglarea punctului de zero se face în funcție de începutul de injecție la primul element al pompei și anume : se demontează conducta de combustibil de la pompă și se montează în locul ei un racord cu un tub capilar ; începutul de injecție se va marca printr-o tendință de modificare a nivelului combustibilului în tubul capilar ; repetînd de cîteva ori această operație se obține cu precizia cerută punctul de început de injecție (dacă pompa de injecție, prin construcție are început de injecție variabil cu sarcina, la sarcina la care se vor efectua determinările, se va determina și începutul de injecție).

O dată acest punct determinat, se marchează cu ajutorul indicatorului unghiului de rotație (*26*) poziția corespunzătoare acestuia.

Numărătorul de injecții (*25*) servește la stabilirea unui anumit număr de injecții, iar turația este controlată cu ajutorul unui tachometru (*29*) cu două scări.

Instalația astfel construită poate permite folosirea ei în ambele sensuri de rotație, după cum acest lucru este solicitat de pompa de injecție.

Evaluarea pierderilor de combustibil, se poate face prin injectarea aceleiași cantități de combustibil atît în aparatul de determinat legea de injecție, cît și în vasul gradat (*17*) ; prin compararea celor două valori, colectate, se poate obține total sau procentual, eroarea determinării.

Reglajul sarcinii se poate face cu ajutorul mecanismului de variație a sarcinii (*5*) respectiv prin variația comenzii cremalierii pompei de injecție.

М. П. КОСТЕНКО, Л. М. ПЕТРОВСКИЙ, *Электрические машины (Maşini electrice)* Госэнергоиздат, Москва—Ленинград, том I, 1957, 464, стр. том II, 1958, 652. стр.

În cadrul Editurii energetice de Stat a apărut cursul general de maşini electrice a acad. M. P. Kostenko şi a prof. L. M. Piotrovschi.

Cartea s-a editat în două volume în anii 1957 şi 1958. Volumul întîi cuprinde 464 pagini, materialul expus împărţit în 22 capitole fiind însoţit de 16 tabele şi 329 figuri; în acest prim volum se stabilesc şi se interpretează circa 425 formule.

În volumul întîi sînt tratate cîteva probleme generale cu caracter introductiv (circa 20 pag.), teoria generală a maşinilor cu colector de curent continuu (circa 260 pag.) şi teoria transformatorului (circa 170 pag.).

În cadrul problemelor cu caracter introductiv se schiţează etapele de dezvoltare a construcţiei de maşini electrice, se dau cîteva indicaţii asupra sistemului de unităţi de măsură raţionalizat şi se face o scurtă prezentare a materialelor utilizate în construcţia maşinilor electrice.

Teoria maşinilor electrice de curent continuu cu colector se prezintă în 11 capitole; după o scurtă prezentare a tipurilor şi elementelor constructive a maşinilor de curent continuu, se tratează pe larg: problemele referitoare la circuitul magnetic al maşinilor de curent continuu la funcţionarea în gol, înfăşurările maşinilor de curent continuu, reacţia indusului în cazul maşinilor de curent continuu, fenomenul comutaţiei şi mijloacele de îmbunătăţire a comutaţiei la maşinile de curent continuu; se stabilesc pierderile şi schema energetică a maşinilor de curent continuu, după care se trece la analiza funcţională a maşinilor de curent continuu, generatoare şi motoare. În încheiere, sînt prezentate schematic cîteva maşini speciale de curent continuu: maşina unipolară, maşina excitatoare, maşina amplificatoare etc.

Transformatorul se tratează în cadrul a 11 capitole, se prezintă sumar elementele constructive ale transformatorului şi condiţiile fizice de funcţionare; teoria transformatorului se dezvoltă pornindu-se de la analiza regimului de funcţionare în gol a transformatorului monofazat după care se prezintă schemele şi grupele de conexiuni ale transformatorului trifazat; în continuare, se analizează funcţionarea în gol, în scurtcircuit şi în sarcină a transformatorului trifazat. Se tratează regimurile de funcţionare nesimetrice şi funcţionare în paralel a transformatoarelor de putere. Se fac cîteva aprecieri asupra regimurilor de funcţionare tranzitorii — la scurtcircuit instantaneu şi supratensiuni de origine atmosferică.

În ultimul capitol, sînt prezentate cîteva tipuri speciale de transformatoare: transformatoare cu 3 înfăşurări, autotransformatorul, transformatorul cu reglaj sub sarcină etc.

Volumul al doilea împărţit în 32 capitole, cuprinde 652 pag., 24 tabele şi 431 figuri; sînt stabilite de asemenea, circa 730 formule şi expresii de calcul. În volumul II, sînt tratate problemele generale ale maşinilor rotative de curent alternativ (circa 140 pag.); se dezvoltă teo-

ria mașinilor sincrone (circa 230 pag.) mașina asincronă (circa 170 pag.) și mașinile de curent alternativ cu colector (circa 80 pag.).

În cadrul problemelor generale ale mașinilor de curent alternativ, tratate în 7 capitole, se face o scurtă prezentare a tipurilor de bază a mașinilor de curent alternativ, se stabilesc expresiile t.e.m. induse în înfășurările de curent alternativ, în regim sinusoidal și nesinusoidal, se prezintă tipurile de înfășurări de curent alternativ, dîndu-se în fiecare caz pe lîngă schema desfășurată și steaua crestăturilor în figuri clare și complete și se dezvoltă teoria cîmpurilor mașinilor de curent alternativ pe baza solenațiilor înfășurărilor de curent alternativ. Se expune calculul reactanțelor de scăpări ale mașinilor de curent alternativ. În încheierea acestei părți se stabilesc principiile de bază ale calculului termic și al ventilației mașinilor rotative și al transformatoarelor.

Teoria mașinii sincrone se dezvoltă în cadrul a 11 capitole.

Se tratează pe rînd : — Diagramele t.e.m. și solenațiilor generatorului sincron cu poli înecați și a generatorului sincron cu poli aparenți (diagrama dublei reacțiuni a lui Blondel). — Determinarea reactanței mașinii sincrone în regim simetric staționar. — Determinarea variației de tensiune la borne cu ajutorul diagramei tensiunilor. — Metoda Potier. — Diagramele simplificate ale variației de tensiune. — Diagrama suedeză. — Generatorul sincron monofazat. — Caracteristicile mașinii sincrone. — Pierderi și randament.

Funcționarea în paralel a mașinilor sincrone, cuprinde : — Cuplarea la rețea. — Caracteristicile mașinii sincrone în funcție de unghiul de sarcină și capacitatea de supraîncărcare la funcționare în paralel cu rețeaua. — Regimul de funcționare în generator și motor. — Supraexcitarea și subexcitarea mașinii sincrone. — Curbele în V și diagramele curentului mașinii sincrone cu poli înecați și cu poli aparenți.

Se tratează apoi motorul sincron alimentat de la o rețea infinită, cu determinarea puterii și cuplurilor principale (poli înnecați) și suplimentare (poli aparenți), cu metodele de pornire, cu pornirea în asincron, pe larg tratate și compensatorul sincron.

Regimurile asimetrice de funcționare a mașinii sincrone sînt complet și riguros tratate.

Scurtcircuitul brusc al mașinii sincrone este tratat în general după metoda obișnuită, dar cu o bună prezentare la început a aspectului fizic al fenomenului în care se prezintă în scurte cuvinte și metoda proectării solenațiilor după cele două axe ale rotorului.

Sînt complet tratate oscilațiile alternatorului.

Comutatoarea este tratată atît cît trebuie în cadrul actualei ei întrebuințări.

Mașinile asincrone sînt tratate în cadrul a 9 capitole. Teoria mașinii asincrone se dezvoltă pornindu-se de la funcționarea mașinii cu rotorul calat și în mișcare. Se stabilesc expresiile cuplului mașinii asincrone și se tratează larg diagramele circulare. Se analizează procesul de pornire al motoarelor trifazate prezentîndu-se teoria motorului cu bare înalte și cu rotorul în dublă colivie. După tratarea mijloacelor de reglare a vitezei motoarelor asincrone se prezintă noțiunile de bază asupra funcționării motorului monofazat. În încheiere, se fac precizări asupra regimurilor de funcționare speciale a mașinilor asincrone.

În cadrul ultimelor 6 capitale se dezvoltă succint teoria mașinilor de curent alternativ cu colector.

În amîndouă volumele se dau indicații asupra literaturii de bază de specialitate ; de asemenea, este prezentat un indice alfabetic.

Dintre problemele expuse în cadrul cărții se remarcă ; prezentarea deși schematică foarte interesantă a elementelor constructive ale mașinilor electrice, capitolele referitoare la comutație și îmbunătățirea comutației mașinilor de curent continuu, înfășurările de curent continuu și curent alternativ, analiza regimului de scurtcircuit instantaneu la mașina sincronă trifazată etc.

Cartea prezentată, constituind un curs general de mașini electrice, acordă atenție în principal analizei mașinilor electrice clasice, normale : mașina de curent continuu, transformatorul de putere, mașina sincronă, mașina asincronă, mașina de curent alternativ cu colector ; prezentarea unor tipuri speciale de mașini electrice este schematică și se face cu scopul de a orienta pe cel care consultă manualul asupra aspectelor importante a acestor mașini. Volumul pe care-l ocupă tratarea fiecărui tip de mașină este ales în mod judicios acordîndu-se atenția cuvenită analizei mașinii de curent continuu — prima mașină electrică cu care se începe cursul de mașini — mașinii sincrone, transformatorului și mașinii asincrone. Succesiunea adoptată în tratarea diferitelor mașini — mașina de curent continuu, transformator, mașină sincronă, mașină asincronă, mașină de curent alternativ cu colector, — deși discutabilă, prezintă anumite avantaje din punct de vedere didactic mergînd de la mai simplu (curentul continuu) la mai complicat (curentul alternativ).

În general, cartea are un pronunțat caracter didactic prezentînd calități remarcabile în acest sens ; problemele se tratează plecîndu-se de la simplu la complex dîndu-se atenție, în primul rînd laturii calitative, fenomenologice a funcționării mașinilor electrice. Valoarea cărții din acest punct de vedere crește și prin aceea că se aduc pentru concretizare numeroase exemple din practica construcției de mașini electrice din Uniunea Sovietică și prezintă, deși sumar, problemele actuale importante din acest domeniu (vezi de exemplu : mașini excitatoare pentru mașinile sincrone pag. 274, vol. II, răcirea directă a mașinilor electrice pag. 150, vol. II, analiza pendulărilor mașinilor sincrone pag. 377, vol. III etc.).

Întîlnim aceeași profunzime în tratarea diferitelor probleme, cu care acad. M. P. Kostenko ne-a deprins încă de la apariția volumului său de *Mașini electrice speciale.*

În carte, deși se acordă o atenție deosebită laturii calitative a fenomenelor, sînt utilizate pe larg metodele clasice de analiză a funcționării mașinilor electrice ; aceasta permite exprimarea problemelor sub formă generală matematică și evidențiază totodată latura cantitativă a fenomenelor. În acest sens, în carte se utilizează pe larg calculul complex, diagramele vectoriale, schemele echivalente, mai puțin locurile geometrice în cantități complexe, la diagramele circulare, metoda componentelor simetrice, teoria celor două reacții etc. Valoarea cărții cîștigă și prin aceea că în tratarea diferitelor probleme sînt introduse contribuțiile originale ale acad. M.P. Kostenko, cum ar fi : interpretarea fizică a parametrilor mașinii sincrone funcționînd în regim nesimetric, diagramele careului mașinii asincrone, teoria mașinilor cu colector de curent alternativ etc.

O bună măsură este aceea de a introduce tipărirea cu litere mici pentru unele paragrafe sau părți de paragrafe, care nu sînt esențiale pentru înțelegerea fenomenului precum sînt : o parte din pornirea în asincron a motorului sincron, fluxurile înlănțuite în înfășurările rotorului unele capitole din comutatoare etc. Credem totuși că cuplurile parazite cel puțin cele asincrone și de dentură ar merita să rămînă tipărite cu litere mari.

Prezentarea materialului are calități remarcabile : expunerea este clară, reliefîndu-se în tratarea oricărei probleme esențialul. Sistemul de unități de măsură adoptat, M.K.S.A. raționalizat, prezintă o deosebită valoare didactică în sensul educării specialiștilor în utilizarea largă a acestui sistem. Notațiile din curs, sînt cele utilizate curent în literatura de specialitate sovietică sau în literatura de specialitate internațională.

În carte, unele probleme care ar interesa în mod deosebit specialiștii în domeniul mașinilor electrice sînt sumar tratate. În acest sens remarcăm : metode de trasare și calcul a cîmpurilor magnetice din mașinile electrice, pierderile suplimentare în fier și cupru în cazul mașinilor rotative, calculul cîmpului de scăpări al capetelor de bobină și cîmpul diferențial.

Cartea *Mașini electrice* de acad. M.P. Kostenko și L.M. Piotrovschi, prezintă o valoare incontestabilă putînd fi recomandată atît pentru studenții specialiști cît și pentru

inginerii care activează în domeniul energeticii și al electrotehnicii ; prin apariția acestei cărți, literatura tehnică mondială în domeniul mașinilor electrice se îmbogățește cu o operă de o remarcabilă valoare didactică și științifică.

Acad. *I.S. Gheorghiu* și *C. Apetrei*

BR. RUSJAN, *Tratamento analitico di semplici problemi termici non stazionari* (Tratarea analitică a unor probleme termice simple nestaționare). Elettrotecnica, *46*, 474—487 (1959), 16 fig. + 1 tab. + 9 ref.

Studiul fenomenului staționar și tranzitoriu al transmisiei căldurii printr-un perete plan se poate face sau analitic prin rezolvarea ecuațiilor algebrice sau diferențiale ale lui Fourier, sau pe un model electric (Beuken) utilizînd analogia între aceste fenomene și cele electrice ce se petrec pe un cablu *CR*. Autorul își propune să calculeze erorile ce pot rezulta din utilizarea unui model *CR* cu *n* elemente, față de teoria exactă. După ce se demonstrează identitatea relațiilor care privesc transmisia căldurii printr-un perete și penetrarea curentului într-un lanț de cuadripoli *CR*, se arată că modelul Beuken poate reproduce (printr-o rezistență adițională la intrare și ieșire) fenomenul de cedare prin convecție în pătura limită exterioară.

Se calculează apoi din expresia tensiunilor pe un element oarecare a lanțului de elemente *CR* (în Π sau T) tensiunea de ieșire pentru $n = 1,2,3,4,5$ și ∞ în cazul cînd cablul este în gol, în scurtcircuit și în sarcină. Rezultă erorile ce apar la *n* elemente, în comparație cu cablul infinit. De exemplu, la cablul în gol un singur element poate da o eroare maximă de 15%, la două elemente 5%, la trei 3%. Cablul în scurtcircuit dă erori mai mari decît acestea.

Se tratează detaliat două exemple. Pentru primul, al unui semnalizator de incendiu care amorsează la o temperatură limită se deduce o schemă electrică *RC* corespunzătoare. Se rezolvă apoi circuitul cu ajutorul transformatei Laplace și se obține soluția care e studiată în diferite condiții particulare. Se arată că problema care este de ordinul 3 se poate reduce la ordinul doi pentru cazurile particulare limită care interesează (semnalizatorul deschis, închis și semiînchis). Un semnalizator diferențial sensibil la o limită a pantei de creștere a temperaturii se tratează studiind diferența a două semnalizatoare de temperaturi maxime unul închis și altul deschis.

Al doilea exemplu (recalculat după Czepek) privește încălzirea și răcirea unei încăperi [1]. Se construiește schema echivalentă corespunzătoare modelului Beuken, și soluția se calculează analitic aplicînd transformația Laplace.

În concluzie, autorul susține că după cum exemplele arată clar, în cazul unor dispozitive termice simple sau simplificabile metoda analitică aplicată schemei echivalente dă rezultate precise cu un efort nu prea mare și nu este nevoie a se recurge la măsurători pe modele.

Față de cele de mai sus recenzantul are două observații de făcut :

1. Modelarea electrică permite obținerea unor soluții corecte, suficient de exacte și în cazuri mai complexe, al căror calcul nu mai este atît de simplu, de exemplu pentru corpuri de formă complicată sau pentru sisteme cu elemente nelineare.

2. Constanta de timp convențională a cablului *CR* este de două ori mai mare decît acea natural definită de către recenzent [2]. Întrebuințarea celei din urmă apropie ritmul fenomenelor tranzitorii în unități de timp relative, de fenomenele exponențiale atît de frecvente și de bine cunoscute.

Aurel Avramescu

BIBLIOGRAFIE

1. R. CZEPEK, *Untersuchung von Raumheizungsfragen durch elektrische Modell-Abbildung.* Bull. Schweiz elektrotechn. Ver., **42** *11*, 389 (1951).
2. A. AVRAMESCU, *Probleme de difuzie tratate în analogie cu probleme de transmisie.* Comunicările Acad. R.P.R., **8** *12*, 1263—1271 (1958).

B.A. TAFT *Despre analiza stabilității regimurilor periodice în sisteme neliniare de reglare automată cu multe grade de libertate.* Automatica și Telemecanica, t **XX**, *9* (1959). *).

Autorul (candidat în științe tehnice și cercetător principal în Institutul de energetică al Academiei de Științe a U.R.S.S.), admițînd existența unui regim periodic de pulsație Ω într-un sistem neliniar, în care neliniaritatea provine din faptul că unul din parametrii sistemului (de exemplu inductanța), este funcție de una din variabilele *dependente* ale sistemului, dezvoltă acest parametru în serie Fourier, ca funcție de variabila independentă (timpul). În felul acesta, sistemul devine un sistem liniar, avînd parametrul variabil funcție periodică de timp, în care caz ecuația sistemului este o ecuație de tip Hill.

Apoi, autorul reduce determinantul caracteristic, infinit, al ecuației, la un determinant finit, ceea ce îi permite să-i aplice criteriile de stabilitate clasice.

Autorul generalizează după aceea, metoda propusă la cazul mai multor sisteme (cu mai multe grade de libertate) și cu mai mulți parametrii variabili — ceea ce face aplicabilă metoda a sisteme de reglare automată.

Ideea reducerii problemelor de stabilitate a sistemelor neliniare la criterii clasice de stabilitate a sistemelor lineare, cu ajutorul sistemelor cu parametri periodic variabili, prezintă interes și constituie o contribuție importantă la problema stabilității sistemelor neliniare — de care se ocupă intens, în Institutul de energetică, sectorul de automatică.

M. Marinescu
membru corespondent al Academiei R.P.R.

*) Acest articol este una din lucrările primite de Institutul de energetică al Academiei R.P.R. de la Institutul de energetică al Academiei de Științe din U.R.S.S., în cadrul colaborării științifice în problema sistemelor electroenergetice cu parametrii variabili. În legătură cu această lucrare, autorul ne comunică că a aplicat metoda la diferite cazuri concrete, ajungînd la rezultate interesante din punct de vedere practic, pe care ni le va transmite ulterior.

LUCRĂRI APĂRUTE ÎN EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

ELECTROTEHNICĂ

I. S. GHEORGHIU, AL. FRANSUA, A. MORARU, **Determinarea forţelor axiale în transformatorii electrici de mare putere**, 160 p., 5,75 lei.

C. I. BUDEANU, **Sistemul practic general de mărimi şi unităţi**, 140 p., 8,70 lei.

MATEI MARINESCU, PAUL APOSTOL, **Difuzoare electrodinamice**, 200 p., 9 lei.

TUDOR TĂNĂSESCU, **Manual de tuburi şi circuite electronice**, 476 p. + 7 pl., 34 lei.

GH. CARTIANU, **Modulaţia de frecvenţă**, 451 p. + 5 pl., 31 lei.

C. I. PENESCU, **Automatica şi telemecanica sistemelor energetice**, vol. I, 787 p. + 15 pl., 52,50 lei.

CEZAR PARTENI ANTONI, **Comportarea maşinilor electrice la unda de şoc**, 201 p., 12,50 lei.

ION S. ANTONIU, **Chestiuni speciale de electrotehnică**, 730 p., 27,10 lei.

TERMOTEHNICĂ

D. BUIMOVICI, **Studiul cîtorva proprietăţi ale ligniţilor din R.P.R. şi ale semicocsului lor**, 112 p., 3,90 lei.

GEORGE BĂRĂNESCU, **Calculul proceselor de ardere**, 394 p. + 1 mapă cu 21 pl. anexe, 40,40 lei.

IGNAT SAPHIER, **Recuperarea pierderilor de căldură în industrie**, 108 p., 4,80 lei.

METALURGIE

ELENA LĂBUŞCĂ, **Introducere în metalurgia pulberilor**, 289 p., 13,50 lei.

MECANICĂ APLICATĂ

E. CARAFOLI, **Aerodinamica vitezelor mari (fluide compresibile)**, 708 p. + 2 pl., 47 lei.

E. CARAFOLI, T. OROVEANU, **Mecanica fluidelor**, 2 volume:

vol. I, 276 p., 7 lei;
vol. II, 412 p., 21,15 lei.

N. N. PATRAULEA, **Aerodinamica suprafeţelor permeabile**, 175 p., 16,25 lei.

N. TIPEI, **Hidro-aerodinamica lubrificaţiei**, 696 p., 37 lei.

Din

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

au apărut :

anul I, 1951, 4 n-re (2 n-re duble: nr. 1—5, 5 lei; nr. 3—4, 4 lei);
anul II, 1952 (6 lei);
anul III, 1953 (8 lei);
anul IV, 1954 (5 lei);
anul V, 1955, 4 n-re (2 n-re duble a 5 lei);
anul VI, 1956, 4 n-re (nr. 1 — 2, dublu, 10 lei; nr. 3 şi 4 a 5 lei);
anul VII, 1957, 4 n-re (a 5 lei);
anul VIII, 1958, 4 n-re (a 6 lei);
anul IX, 1959, 4 n-re (a 7 lei).
anul X, 1960, nr. 1 (a 7 lei).

Numerele se pot comanda, direct sau prin poştă, prin

LIBRĂRIA ACADEMIEI R.P.R.
Bucureşti, Calea Victoriei nr. 27.

Numerele curente se găsesc de vînzare la orice librărie ştiinţifică din ţară.

Abonamentele se fac la oficiile poştale, prin factorii poştali şi difuzorii voluntari din întreprinderi şi instituţii.

Pentru străinătate, cererile de numere izolate sau de abonamente se fac prin întreprinderea de stat pentru comerţ exterior „Cartimex" I.S.C.E., str. Aristide Briand nr. 14, sau Căsuţa poştală 134—135, Bucureşti.

I. P. 2. c. 1110

Lei 7.—

I 123

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

REFERALVA

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

R

3
ANUL X
1960

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

F 923

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

3

ANUL X

1960

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

COMITETUL DE REDACȚIE

Acad. I. S. GHEORGHIU; R. RĂDULEȚ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil*; A. AVRAMESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.; M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.; C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*; G. BĂRĂNESCU; I. BLUM; E. ARIE — *secretar științific*; C. BÎLĂ; V. PIMSNER; M. ROSEMBERG.

STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

APARE DE 4 ORI PE AN

Redacția: BUCUREȘTI, Șoseaua Vitan nr. 236

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul X, nr. 3 1960

SUMAR

ENERGETICĂ GENERALĂ

Pag.

V. CARACUDOVICI şi P. STEGĂROIU, Precizări cu privire la metodica inventarierii resurselor hidroenergetice din R.P.R. 449
SEPTIMIU PĂUNA şi PAUL STEGĂROIU, O nouă metodă de valorificare a parametrilor hidrologici ai unui curs de apă 461
TEODOR MICLESCU, Consideraţii asupra bilanţului energetic de perspectivă. . 473
MIHAI PETCU, Sistem de indici pentru descrierea curbelor de sarcină 481

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

D. GRECOV, Determinarea repartiţiei temperaturilor de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare în centrale termoelectrice moderne 499
VICTOR V. GHIA, Asupra generalizării relaţiilor de calcul a economiei relative de combustibil ce se poate obţine la cuptoare 513
V. PIMSNER şi I. CSERVENY, Asupra unei metode de determinare a umidităţii în două faze prin încălzirea gazului umed 525
ADRIAN CĂLIN VASILESCU şi LUCIAN TEODORESCU, Asupra reglării motoarelor cu aprindere separată în funcţie de procesul de ardere . . . 543

TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR

I. BLUM şi I. NISTOR, Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. II. Cercetări în fază pilot 563
I. BLUM, FR. BOLCHI, G. MUSCA şi C. WELTMAN, Studiu de laborator privind posibilitatea descenuşării ligniţilor cu acizi minerali 577

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

REMUS RĂDULEŢ, ALEXANDRU TIMOTIN şi ANDREI ŢUGULEA, Determinarea reactanţei de dispersiune a unor cuptoare de inducţie cu fier . . 583
V. M. POPOV, Noi criterii grafice pentru stabilitatea stării staţionare a sistemelor automate neliniare 601
D. DAMSKER şi G. WEINRICH, Analiza teoretică şi experimentală a unui servomecanism neliniar 613

NOTE 633

DIN ACTIVITATEA INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ 635

RECENZII 647

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome X, N° 3 1960

SOMMAIRE

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE Page

V. CARACUDOVICI et P. STEGĂROIU, Précisions concernant la méthodique utilisée pour inventorier les ressources hydro-énergétiques de la République Populaire Roumaine 449
SEPTIMIU PĂUNA et PAUL STEGĂROIU, Une nouvelle méthode pour la mise en valeur des paramètres hydrologiques d'un cours d'eau 461
TEODOR MICLESCU, Considérations sur le bilan énergétique en perspective 473
MIHAI PETCU, Système d'indices pour la description des courbes de charge 481

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

D. GRECOV, Détermination de la répartition des températures de réchauffage régénératif de l'eau d'alimentation dans les centrales thermo-électriques modernes 499
VICTOR V. GHIA, Sur la généralisation des relations pour le calcul de l'économie relative de combustible que l'on peut obtenir dans les fours . . . 513
V. PIMSNER et I. CSERVENY, Sur une méthode pour la détermination de l'humidité en deux phases, par le chauffage du gaz humide 525
ADRIAN CĂLIN VASILESCU et LUCIAN TEODORESCU, Sur le réglage des moteurs à allumage séparé en fonction du processus de combustion . . . 543

TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES

I. BLUM et I. NISTOR, Production de briquettes de coke des charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants, par traitement thermochimique II. Recherches en phase pilote 563
I. BLUM, FR. BOLCHI, G. MUSCA et C. WELTMAN, Étude au laboratoire sur les possibilités d'éliminer les cendres des lignites, au moyen d'acides minéraux 577

ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE

REMUS RĂDULEȚ, ALEXANDRU TIMOTIN et ANDREI ȚUGULEA, Détermination de la réactance de dispersion de certains fours à induction à noyau de fer 583
V. M. POPOV, Nouveaux critériums graphiques pour la stabilité de l'état stationnaire des systèmes automatiques non linéaires 601
D. DAMSKER et G. WEINRICH, Analyse théorique et expérimentale d'un servo-mécanisme non linéaire 613
NOTES 633
DE L'ACTIVITÉ DE L'INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE DE L'ACADÉMIE DE LA R.P.R. 635
COMPTES RENDUS 647

ÉDITIONS DE L'ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том X, № 3 1960

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА Стр.

В. КАРАКУДОВИЧ и П. СТЕГЭРОЮ, Некоторые уточнения по методике инвентаризации гидроэнергетических ресурсов РНР 449
СИПТИМИУ ПЭУНА и ПАУЛ СТЕГЭРОЮ, Новый метод использования гидрологических параметров водного течения 461
ТЕОДОР МИКЛЕСКУ, Соображения относительно перспективного энергетического баланса 473
МИХАЙ ПЕТКУ, Система индексов для описания кривых нагрузки . . . 481

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ТЕРМОТЕХНИКА

Д. ГРЕКОВ, Определение распределения температур регенеративного подогрева питательной воды на современных теплоэлектростанциях 499
ВИКТОР В. ГИЯ, Об обобщении расчетных отношений относительной экономии топлива, получаемой в печах 513
В. ПИМСНЕР и И. ЧЕРВЕНИ, Об одном методе определения влажности в двух фазах путем нагрева влажного газа 525
АДРИАН КЭЛИН ВАСИЛЕСКУ и ЛУЧИАН ТЕОДОРЕСКУ, О регулировании двигателей с отдельным зажиганием в зависимости от процесса сгорания 543

ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА

И. БЛУМ и И. НИСТОР, Получение коксовых брикетов из неспекающихся или слабоспекающихся углей путем термохимической обработки. II. Исследования в пилотной фазе 563
И. БЛУМ, Фр. БОЛКИ, Г. МУСКА и К. ВЕЛТМАН, Лабораторное исследование возможности обессоливания лигнитов минеральными кислотами 577

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

РЕМУС РЭДУЛЕЦ, АЛЕКСАНДРУ ТИМОТИН и АНДРЕЙ ЦУГУЛЯ, Определение реактивного сопротивления рассеяния индукционных печей с железным сердечником 583
В. М. ПОПОВ, Новые критерии для устойчивости стационарного состояния нелинейных автоматичесикх систем 601
Д. ДАМСКЕР и Г. ВЕЙНРИХ, Теоретический и экспериментальный анализ нелинейной следящей системы 613

ЗАМЕТКИ 633
ИЗ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ИНСТИТУТА ЭНЕРГЕТИКИ 635
РЕЦЕНЗИИ 647

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

PRECIZĂRI CU PRIVIRE LA METODICA INVENTARIERII RESURSELOR HIDROENERGETICE DIN R.P.R.*)

DE

V. CARACUDOVICI şi P. STEGĂROIU

Pentru stabilirea pe baze ştiinţifice a direcţiilor de dezvoltare în producţia şi consumul de energie, pentru un teritoriu dat, este necesară cunoaşterea cît mai exactă a disponibilităţilor şi necesităţilor de energie de toate categoriile. Disponibilităţile de energie se pot diviza după caracteristica lor de formare în:

— disponibilităţi epuizabile, formate în trecutul geologic al pămîntului în condiţii speciale, care reprezintă cantităţi limitate (cărbuni, petrol, gaze etc.); perspectivele utilizării energiei atomice cer ca şi disponibilităţile de materiale fisionabile să fie incluse în această primă categorie;

— disponibilităţi inepuizabile, generate de fenomene naturale cu caracter permanent în condiţiile actuale (energie hidraulică, energie eoliană, energie solară etc.).

În studiile energetice cu caracter general se face de obicei distincţia, între cantitatea de energie exploatată sau exploatabilă într-un anumit an, denumită — resursă energetică — şi cantitatea totală de energie disponibilă, denumită — rezervă energetică. În cazul disponibilităţilor epuizabile de energie, aceste două noţiuni sînt bine conturate, existînd o separare netă între rezervele totale cunoscute din cercetările geologice la un moment dat şi resursele exploatate sau exploatabile într-un anumit an.

În ceea ce privesc disponibilităţile inepuizabile de energie, noţiunea de resursă energetică îşi păstrează sensul, reprezentînd energia exploatată sau exploatabilă într-un anumit an; însă noţiunea de rezervă, dat fiind caracterul de regenerare continuă a lor, îşi pierde sensul. Pentru compararea disponibilităţilor epuizabile cu cele inepuizabile în perioade îndelungate, se folosesc o serie de soluţii convenţionale fără o justificare ştiinţifică, soluţii care de cele mai multe ori duc la erori.

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 8 aprilie 1960.

Energia hidraulică datorită regenerării ei pe baza circuitului apei în natură, determinat de fenomenele climatice permanente se încadrează în categoria disponibilităţilor energetice inepuizabile, prezentînd deci toate caracteristicile acestora.

Din punct de vedere teoretic energia hidraulică este dată de ecuaţia Bernoulli, care pentru un fir elementar de curent în mişcarea permanentă are forma

$$e = \frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g}, \qquad (1)$$

unde : p — este presiunea statică într-un punct,
z — cota punctului,
v — viteza curentului.

Fiecare termen al ecuaţiei (1) reprezintă o energie specifică, adică o energie raportată la unitatea de greutate a lichidului în mişcare, astfel :

$\frac{p}{\gamma}$ — energia de presiune,
z — energia de poziţie,
$\frac{v^2}{2g}$ — energia cinetică.

Neglijîndu-se termenul care dă energia cinetică, mult mai mic decît ceilalţi doi, suma $\left(\frac{p}{\gamma} + z\right)$ reprezintă disponibilitatea totală teoretică de energie potenţială specifică, corespunzînd unei înălţimi H în secţiunea considerată. În acest fel resursa hidroenergetică teoretică apare ca o energie potenţială, ceea ce a condus la faptul că pentru resursele hidroenergetice teoretice să se utilizeze şi noţiunea de potenţial hidroenergetic.

În aceste condiţii s-a admis pentru resursele hidroenergetice următoarea clasificare :

— Resurse hidroenergetice potenţiale, sau potenţialul hidroenergetic teoretic care reprezintă limita teoretică maximă a resurselor hidroenergetice (pentru randamente unitare).

— Resurse hidroenergetice utilizabile, reprezentînd partea din cele potenţiale care poate fi utilizată pentru un anumit stadiu de dezvoltare al tehnicii şi care se pot diferenţia după diferite grade de economicitate.

— Resurse hidroenergetice utilizate reprezentînd partea din cele utilizabile care se folosesc la un moment dat.

În cele ce vor urma, pentru resursele hidroenergetice potenţiale se va întrebuinţa şi denumirea de potenţial hidroenergetic teoretic.

În cadrul potenţialului teoretic, clasificarea se poate face în raport cu poziţia pe care o ocupă stocul de apă respectiv în analiza bilanţului hidrologic, sau în raport cu repartiţia lui teritorială. Resursele hidroenergetice utilizabile au drept criteriu principal de clasificare gradul de economicitate (costul comparativ al energiei produse, al puterii instalate, al investiţiei raportată la energia produsă etc.).

În amenajările complexe, pentru porţiunile din schemă în care predomină utilizările neenergetice ale apei, clasificarea poate fi făcută şi

după alte criterii decît cele energo-economice. Considerarea utilizării complexe a apelor impune alegerea unor criterii generale, care să analizeze gradul de economicitate pe ansamblul economiei hidraulice, în așa fel încît, unele soluții considerate neeconomice din punct de vedere strict energetic să devină rentabile dacă se iau în considerare și celelalte folosințe.

Urmărind stabilirea disponibilităților hidroenergetice ale întregului teritoriu al R.P.R., Institutul de energetică al Academiei R.P.R., în colaborare cu Institutul de studii și proiectări energetice și cu Comitetul de Stat al Apelor a început din 1957 lucrările de inventariere a resurselor hidroenergetice.

La baza studiilor metodice au stat lucrările mai vechi efectuate în țară de diverși specialiști ca și lucrările noi străine [1] sau românești [2], [3]. Corespunzînd metodelor moderne de inventariere a resurselor hidroenergetice, prezentul articol precizează principiile teoretice care au stat la baza „Atlasului resurselor hidroenergetice", prezentînd totodată și o propunere de sistematizare a noțiunilor privind resursele hidroenergetice.

1. RESURSE HIDROENERGETICE POTENȚIALE

Apa din precipitații, în momentul atingerii solului, conține o energie potențială față de o cotă de referință oarecare. O parte din această apă, se scurge pe suprafața pămîntului concentrîndu-se în cursurile de apă; pentru fiecare fază a scurgerii superficiale corespunde deci și o energie potențială față de reperul ales și pe această bază se pot clasifica și resursele hidroenergetice potențiale.

Se definește ca resursă hidroenergetică potențială sau potențial hidroenergetic teoretic, energia, respectiv puterea teoretică pe care o poate da o cantitate de apă provenită din precipitații și aflată într-o anumită fază a scurgerii sale superficiale, pînă la o cotă de referință.

Energia conținută de o cantitate de apă de volum W și greutate specifică γ, care cade din poziția inițială caracterizată prin e în poziția finală caracterizată prin e' este

$$E = \gamma W (e - e') = \gamma W H, \tag{2}$$

în care se neglijează termenii $\frac{p}{\gamma}$ și $\frac{v^2}{2g}$ din expresia energiei specifice, valoarea lor fiind neînsemnată. Atunci

$$H = z - z', \tag{3}$$

adică diferența cotelor între care cade cantitatea de apă considerată.

Puterea corespunzătoare energiei E este deci

$$P = \gamma \frac{W}{T} H = \gamma Q H \tag{2'}$$

unde Q este debitul de apă scurs în unitatea de timp.

Dacă $z' = 0$ (nivelul mării) atunci $H = z = H_0$, iar potenţialul $E = \gamma W H_0$ se numeşte potenţial absolut; dacă $z' = H_r$ (o cotă de referinţă oarecare) urmează $H = H_0 - H_r$, iar potenţialul

$$E = \gamma W (H_0 - H_r) = E_0 - E_r,$$
$$P = \gamma \frac{1}{T} W (H_0 - H_r) = P_0 - P_r, \qquad (2'')$$

se numeşte potenţial relativ faţă de cota stabilită şi este egal cu diferenţa între potenţialul absolut şi potenţialul la cota de reper faţă de cota zero.

1.1. *Potenţialul hidroenergetic din precipitaţii.* Prin potenţialul de precipitaţii se înţelege, energia potenţială a cantităţii de apă dW precipitate anual pe suprafaţa ds care se găseşte la cota H, astfel

$$dE_p = \gamma H dW = \gamma h H \, ds \qquad (4)$$

h fiind înălţimea de precipitaţii pentru elementul de suprafaţă $ds = dx\, dy$ variabilă de la punct la punct

$$h = h(x, y). \qquad (5)$$

În acelaşi mod se poate exprima şi

$$H = H(x, y). \qquad (6)$$

Atunci potenţialul hidroenergetic din precipitaţii, pentru suprafaţa S delimitată de frontiera $f(x, y) = 0$, $S = \iint_{f(x,y)} dx\, dy$, are forma

$$E_p = \gamma \iint h(x,y)\, H(x, y)\, dx\, dy,$$

sau (7)

$$P_p = \gamma \frac{1}{T} \iint h(x, y)\, H(x, y)\, dx\, dy.$$

Această expresie se poate calcula direct, prin integrare tabelară sau grafică, valorile h şi H rezultînd din hărţile cu izohiete şi izohipse.

Făcînd observaţie că între cota terenului şi înălţimea de precipitaţii există o anumită corelaţie care se poate exprima sub forma

$$h = \varphi(H) \qquad (8)$$

şi că suprafaţa s, delimitată de curba $H = \text{const.}$, se poate exprima ca

$$s = s(H),$$

astfel că

$$ds = s'(H)\, dH. \qquad (9)$$

Se poate obține o altă expresie pentru potențialul hidroenergetic din precipitații și anume

$$E_p = \gamma \int Hh(H)\, s'(H)\, dH,$$
$$P_p = \gamma \frac{1}{T} \int Hh(H)\, s'(H)\, dH. \tag{10}$$

Expresia (10) este mai ușor de calculat decît (7), deoarece nu necesită decît harta cu izohipse și corelația (8), dar este mai puțin exactă tocmai pentrucă utilizează corelația (8) care nu se respectă riguros în toate zonele.

Se poate obține și o expresie exactă a potențialului prin integrare pe dH fără utilizarea corelației (8), considerînd că volumul de apă care se scurge între cotele $H + dH$ și H este

$$W = \int_s h\, ds = W(H), \tag{11}$$

s fiind suprafața delimitată de curba $H = \text{const}$. Atunci potențialul se poate pune sub formă

$$E_p = \gamma \int W(H)\, dH,$$
$$P_p = \gamma \frac{1}{T} \int W(H)\, dH, \tag{12}$$

echivalentă cu (7) dar a cărei aplicare practică este greoaie.

Atît altitudinea cît și precipitația sînt elemente zonale, caracterizate prin valori punctuale, reprezentarea lor pe hărți făcîndu-se sub formă de izolinii (izohiete și izohipse), fapt care justifică pe deplin interpretarea potențialului hidroenergetic din precipitații (care, conform relației 4, este proporțional cu produsul între precipitație și altitudine) ca o mărime zonală, punctuală care poate fi deci reprezentată prin linii izopotențiale.

Din definiția dată pentru potențialul din precipitații, rezultă că el reprezintă limita teoretică maximă a potențialului hidroenergetic pentru o anumită regiune. Cunoașterea mărimii și repartiției acestui potențial este utilă, deoarece atrage atenția asupra zonelor mai importante din punct de vedere al disponibilităților hidroenergetice dintr-un bazin dat.

Potențialul din precipitații spre deosebire de celelalte categorii care se vor analiza ulterior, reprezintă o caracteristică permanentă a unui bazin, deoarece schimbările în repartiția medie teritorială a precipitațiilor sînt lente, practic imperceptibile. Desigur că nu se iau în considerație eventualele schimbări dirijate ale repartiției precipitațiilor experimentate în unele țări.

Pe lîngă utilitățile practice amintite mai sus, cunoașterea potențialului din precipitații este utilă și pentru stabilirea unor relații generale între diferitele categorii ale potențialului, relații care pot fi valorificate în regiunile lipsite de date asupra scurgerii și cu suficiente date privind

precipitaţiile. Acest lucru este cu atît mai util cu cît, în general, în ţara noastră datele asupra precipitaţiilor sînt mai complete decît cele ale scurgerii, în special în regiunile cu altitudine mijlocie şi mică.

1.2. *Potenţialul hidroenergetic din scurgere.* Din volumul de precipitaţii ajuns pe sol numai o parte se regăseşte în scurgerea pe versanţi şi în cursurile de apă, restul fiind consumat prin evaporare şi infiltrare. Vegetaţia consumă o anumită parte din apa infiltrată în sol, restul revenind în circuit prin pînzele freatice. Raportul între cantitatea de apă care se scurge într-un anumit timp pe o suprafaţă şi cantitatea de precipitaţie corespunzătoare aceluiaşi timp şi aceleiaşi suprafeţe se numeşte coeficient de scurgere, notat cu σ.

Similar potenţialului hidroenergetic din precipitaţii, potenţialul hidroenergetic din scurgere reprezintă energia potenţială a cantităţii de apă σdW precipitate şi scurse anual pe suprafaţa ds care se găseşte la cota H astfel,

$$dE_s = \gamma H\, \sigma dW = \gamma H \sigma h\, ds = \gamma H h_s ds, \tag{13}$$

h_s fiind înălţimea precipitaţiilor într-un anumit punct redusă prin coeficientul de scurgere.

Potenţialul hidroenergetic teoretic din scurgere, reprezintă deci potenţialul hidroenergetic teoretic din precipitaţii multiplicat cu coeficientul de scurgere $E_s = \sigma E_p$; $P_s = \sigma P_p$. Expresiile matematice ale acestui potenţial sînt analoage celor pentru potenţialul din precipitaţii.

Cantitatea de apă σdW scursă anual pe elementul de suprafaţă ds poate fi exprimată şi sub formă de debit q

$$dq = \frac{1}{T}\sigma dW, \tag{14}$$

sau

$$dE_s = \gamma H T dq. \tag{15}$$

Sub forma definită mai sus, potenţialul din scurgere este treapta imediat inferioară potenţialului din precipitaţii, incluzînd în el toate categoriile următoare de potenţial.

În cadrul potenţialului de scurgere se diferenţiază două categorii distincte : potenţialul versanţilor, reprezentînd energia, respectiv puterea care poate fi produsă de apele scurse pe versanţii bazinului pînă la concentrarea lor în cursurile de apă permanente şi potenţialul cursurilor de apă. Pentru stabilirea acestei clasificări se recurge la adoptarea unor limite convenţionale pentru delimitarea cursurilor de apă după criteriul permanenţei scurgerii, după mărirea debitului mediu, după mărirea suprafeţei bazinului de recepţie etc.

Potenţialul versanţilor rezultă deci, din diferenţa dintre potenţialul de suprafaţă şi cel al cursurilor de apă. Sub forma definită anterior, potenţialul versanţilor reprezintă o energie dispersată pe o suprafaţă mare, deci cu posibilităţi reduse de utilizare practică.

Mărimea potențialului versanților va fi dată deci, de relația

$$E_V = E_S - E_L, \qquad P_V = P_S - P_L, \tag{16}$$

unde E_L și P_L reprezintă potențialul hidroenergetic al cursurilor de apă.

Admițînd și pentru coeficientul de scurgere o caracteristică zonală, deci o valoare caracteristică fiecărui punct, rezultă că volumul de apă scurs pe suprafața bazinului elementar σdW, respectiv debitul scurs (q) poate fi reprezentat prin izolinii și deci și potențialul hidroenergetic din scurgere poate fi reprezentat similar. O asemenea reprezentare dă o imagine mai exactă asupra disponibilităților de energie hidraulică din bazinul respectiv și asupra distribuției ei teritoriale.

Potențialul hidroenergetic teoretic din scurgere, reprezintă limita superioară a potențialului dat de cantitățile de apă efectiv disponibile și căderile corespunzătoare în ipoteza utilizării lui complete, fără pierderi. Diferența dintre potențialul din precipitații și din scurgere reprezintă, din punct de vedere hidroenergetic, o pierdere; parte revenind evaporării și consumului vegetal, iar alta revenind apelor infiltrate, care de fapt reintră în circuit însă la o cotă inferioară și deci cu un potențial hidroenergetic mai scăzut.

În condiții naturale potențialul hidroenergetic teoretic de scurgere se consumă treptat prin erodarea versanților și a patului albiei în așa fel încît, la atingerea cotei de referință se realizează un echilibru. În acest sens interesează potențialul versanților care dă indicații asupra pericolului pe care îl reprezintă energia ce se consumă prin erodare și transportul particulelor, pentru menținerea solului vegetal.

În mod similar, potențialul hidroenergetic din precipitații, cunoașterea potențialului hidroenergetic din scurgere este utilă și pentru stabilirea proporțiilor care există între diferitele categorii de potențial, permițînd prin aceasta efectuarea anumitor calcule hidroenergetice preliminare.

Ambele categorii de potențiale analizate mai sus sînt legate de suprafața unui bazin de recepție și din acest motiv se pot grupa într-o categorie separată — potențiale hidroenergetice de suprafață.

1.3. *Potențialul hidroenergetic teoretic al cursurilor de apă.* În timp ce la potențialele de suprafață s-a admis o variație continuă a precipitațiilor sau debitelor scurse pe întreaga suprafață a bazinului, în cazul unui curs de apă nu mai poate fi admisă o variație continuă a debitelor pe lungimea întreagă a cursului respectiv, întrucît intervin confluențele care aduc aporturi suplimentare de debit și deci apar discontinuități.

Notînd cu $W_L = W_L(l)$ stocul scurs anual prin secțiunea rîului, situată la distanța l de reper (vărsarea rîului) și cu H cota față de reperul considerat al acestei secțiuni, $dW_L = W'(l)\,dl$ este aportul suplimentar de apă în sectorul elementar cuprins între l și $l + dl$.

Sectorul elementar dl poate să conțină și confluența cu un afluent. În acest caz dW_L este stocul adus de afluent, $W(l)$ fiind discontinuu.

Energia potențială a cantității dW_L, ce intră în rîu în sectorul dl situat la cota H, este

$$dE_L = \gamma H\, dW_L, \tag{17}$$

potenţialul hidroenergetic al întregului curs de apă fiind

$$E_L = \gamma \int H dW_L = \gamma \int_0^L HW'(l)\, dl,$$
$$P_L = \gamma \frac{1}{T} \int H dW_L = \gamma \frac{1}{T} \int_0^L HW'(l)\, dl, \tag{18}$$

unde profilul rîului $H = H(l)$ se determină prin ridicări topometrice sau după harta cu izohipse.

Sub o altă formă, ţinînd seama de funcţia inversă a profilului $l = l(H)$

$$E_L = \gamma \int_{H_r}^{H} W_L dH,$$
$$P_L = \gamma \frac{1}{T} \int_{H_r}^{H} W_L dH. \tag{19}$$

Cu ajutorul relaţiilor de mai sus se calculează potenţialul hidroenergetic al unui singur curs de apă. Pentru calculul potenţialului integral al

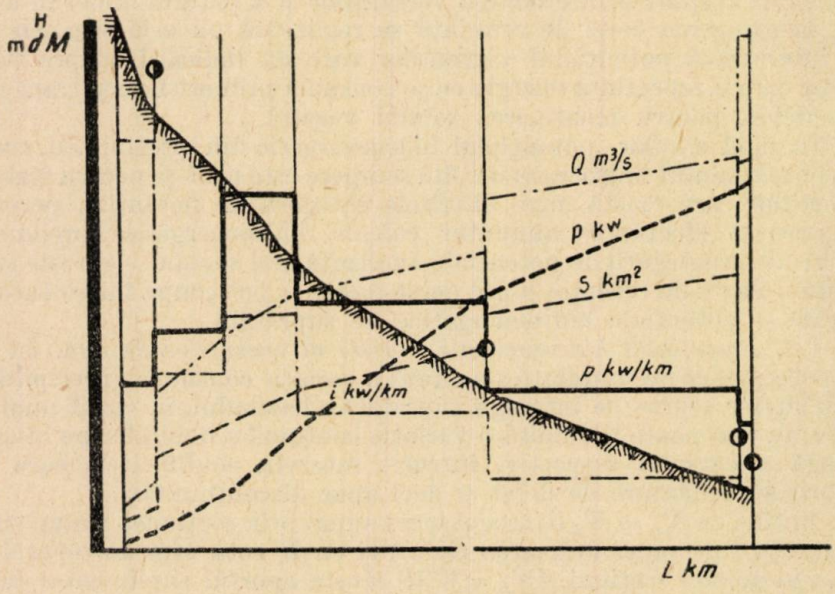


Fig. 1. — Reprezentarea profilului cadastral pentru un rîu.

cursurilor de apă (rîu principal şi afluenţi) dintr-un bazin hidrografic, trebuie însumate potenţialele tuturor cursurilor de apă permanente care formează reţeaua hidrografică respectivă. Numai acesta poate fi comparabil cu potenţialele de suprafaţă.

Reprezentarea grafică a acestui potențial nu mai poate fi făcută prin izolinii nemaiavînd un caracter de variație în raport cu suprafața, caracteristic pentru acest potențial este variația sa longitudinală pe cursul de apă. Dintre reprezentările utilizate pentru ansamblul bazinului hidrografic, cea mai sugestivă este reprezentarea prin benzi de potențial, trasate în lungul cursurilor de apă, cu lățimea proporțională cu mărimea potențialului. Pentru fiecare curs de apă luat în parte se utilizează o reprezentare mult mai detaliată, prin intermediul profilelor cadastrale hidroenergetice (fig. 1).

Fiind direct legat de stabilirea unor scheme de amenajare, potențialul hidroenergetic liniar este deosebit de important pentru calculele practice, fapt care justifică determinarea lui ca punct de plecare pentru toate lucrările hidroenergetice anterioare. În momentul de față, cînd stabilirea schemelor de amenajare presupune și folosirea energiei disponibile pe versanți, cunoașterea în mod exclusiv al potențialului cursurilor de apă nu mai este suficientă pentru caracterizarea hidroenergetică a unui bazin de recepție și din acest motiv s-a impus calculul tuturor categoriilor de potențial hidroenergetic.

2. RESURSE HIDROENERGETICE UTILIZABILE

Resursele hidroenergetice potențiale analizate anterior au reprezentat valoarea teoretică maximă a energiei potențiale corespunzătoare diferitelor faze ale circuitului apei în natură. În practică interesează însă în ce măsură această energie potențială poate fi utilizată la un anumit moment caracterizat prin condiții tehnice și economice determinate. Această precizare scoate în evidență caracterul variabil în timp al resurselor hidroenergetice utilizabile funcție de evoluția tehnicii și de conjunctura economică.

Din punct de vedere tehnic s-ar părea la prima vedere că orice soluție de utilizare a resurselor hidroenergetice potențiale este posibilă. Totuși categoria resurselor utilizabile trebuie să țină seama de nivelul actual al tehnicii, de posibilitățile de construcție, de posibilitățile financiare și de durata construcției. Din acest motiv se consideră că noțiunea de potențial tehnic, așa cum este utilizată în momentul de față, nu-și are sensul, ea trebuind completată cu aspectele tehnice arătate mai sus pe de o parte și cu aspectele economice pe de altă parte.

Din punct de vedere economic diversele soluții adoptate pentru utilizarea resurselor hidroenergetice, conduc la prețuri de cost diferite pentru energia produsă și la investiții specifice diferite. Prin aceasta apare o diferențiere a instalațiilor prevăzute pentru utilizarea resurselor hidroenergetice după gradul de economicitate. În definirea gradului de economicitate al unei amenajări hidroenergetice nu trebuie să se ia în considerare numai aspectul hidroenergetic, izolat, ci trebuie să se țină seama și de celelalte utilizări ale apei (irigație, navigație, alimentări cu apă etc.), de posibilitățile producerii energiei electrice din resurse termoenergetice

sau din alte resurse şi uneori chiar de alte cerinţe ale economiei naţionale.

Resursele potenţiale ale cursurilor de apă nu pot fi utilizate integral pentru că instalaţiile tehnice normale nu utilizează integral debitele puse la dispoziţie de cursurile de apă. Se poate defini astfel un coeficient de utilizare al debitelor, definit ca raport între stocul utilizat W_u şi stocul disponibil W_d.

$$\eta_q = \frac{W_u}{W_d} < 1. \tag{20}$$

De asemenea nici căderile nu sînt utilizate integral, anumite sectoare de rîu neputînd fi amenajate. Se poate defini deci un alt coeficient η_H care să indice gradul de utilizare al căderii totale pe rîu

$$\eta_H = \frac{H_u}{H_d} < 1. \tag{21}$$

În afară de acestea mai intervin pierderile hidraulice, mecanice şi electrice din instalaţiile care utilizează energia hidraulică (η_c) şi deci energia care se poate produce în centralele hidroelectrice de pe un curs de apă va fi

$$E_L^U = E_L \eta_q \eta_H \eta_c. \tag{22}$$

Resursele potenţiale ale versanţilor se pot utiliza în scheme tehnice prin construirea unor canale de coastă paralele care să poată colecta apele scurse pe versanţi, diferenţa de nivel dintre canalele respective permiţînd utilizarea apelor în centrale hidroelectrice.

Prin aceasta şi o parte din energia apelor care se scurg pe suprafaţa bazinului de recepţie poate fi deci utilizată şi ca atare se poate defini un coeficient de utilizare a energiei versanţilor ca raport între energia care se poate utiliza şi cea teoretic disponibilă

$$\eta_V = \frac{E_V^U}{E_V} < 1. \tag{23}$$

Deci mărimea resurselor utilizabile pentru un bazin de recepţie este dată de suma

$$E_S^U = E_V^U + E_L^U. \tag{24}$$

În ceea ce priveşte potenţialul din precipitaţii nu există soluţii tehnice normale pentru utilizarea sa peste valoarea dată de relaţia (24), cunoaşterea lui fiind totuşi utilă pentru cercetarea teoretică de ansamblu a fenomenului.

3. RESURSE HIDROENERGETICE UTILIZATE

Spre deosebire de resursele hidroenergetice utilizabile, care dau cantitatea totală de energie disponibilă într-un an mediu pe un teritoriu, resursele hidroenergetice utilizate dau numai acea parte care este efectiv folosită la un moment dat în instalațiile existente. Definirea mărimii resurselor utilizate se face prin cantitatea medie anuală de energie produsă în instalațiile existente, sau prin puterea medie corespunzătoare acestei energii. Această putere medie este de obicei mai mică decît puterea instalată (cunoscută în general în statistici), deoarece amenajările hidroenergetice au în genere factori de echipare supraunitari. Pe lîngă energia utilizată sub forma de energie electrică, resursele utilizate includ și energia respectiv puterea dată de instalațiile de forță mici (mori de apă, fierăstraie etc.) din regiunile muntoase. Această parte a resurselor utilizate este însă mică în raport cu resursele utilizabile și din acest motiv poate fi neglijată la stabilirea mărimii resurselor utilizate din punct de vedere hidroenergetic. Deci, ca resurse utilizate se vor considera numai acelea care se folosesc în centrale hidroelectrice.

Cunoașterea cantității de energie care mai poate fi folosită din totalul resurselor hidroenergetice utilizabile, reprezintă o necesitate de prim ordin, deoarece dă o indicație asupra disponibilităților efective pentru noi amenajări hidroenergetice. Avînd în vedere faptul că amenajarea resurselor hidroenergetice utilizabile se face de cele mai multe ori în ordinea economicității, este evident că un grad înaintat de folosire al resurselor hidroenergetice utilizabile implică investiții specifice tot mai mari pentru amenajarea noilor centrale hidroelectrice.

Se definește un coeficient de utilizare al resurselor hidroenergetice, dat de raportul între resursele hidroenergetice utilizate și utilizabile

$$\zeta = \frac{E_{utilizat}}{E_{utilizabil}} \leqslant 1.$$

Mărimea acestui coeficient, la un moment dat, este funcție de o serie de factori ca mărimea resurselor hidroelectrice, a rezervelor termoenergetice, gradul de electrificare, politica energetică, conjunctura economică etc.

★

Principiile teoretice expuse mai sus, au stat la baza lucrărilor de inventariere a resurselor hidroenergetice din R.P.R., lucrări executate de Institutul de energetică al Academiei R.P.R., în colaborare cu Institutul de studii și proiectări energetice și Comitetul de Stat al Apelor. Generalitatea principiilor și a relațiilor prezentate, face ca sub această formă articolul să fie util pentru lucrări de inventariere similare.

Metodele concrete de aplicare practică diferă însă de la caz la caz, funcție de o serie de factori printre cari cei mai importanți sînt nivelul datelor de bază și precizia de calcul dorită. Mergînd pe această linie, în cadrul lucrărilor executate în țara noastră, s-a urmărit și precizarea metodelor concrete de aplicare a relațiilor teoretice expuse în prezentul articol [4], metode care pot fi de asemenea utile altor lucrări similare.

НЕКОТОРЫЕ УТОЧНЕНИЯ ПО МЕТОДИКЕ ИНВЕНТАРИЗАЦИИ ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ РНР

РЕЗЮМЕ

В настоящей статье излагаются некоторые теоретические уточнения по методике инвентаризации гидроэнергетических ресурсов, полученные в рамках работ, производимых в нашей стране; одновременно даются рекомендации по систематизации терминологии по гидроэнергоресурсам.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Представление кадастрального профиля реки.

PRÉCISIONS CONCERNANT LA MÉTHODIQUE UTILISÉE POUR INVENTORIER LES RESSOURCES HYDRO-ÉNERGÉTIQUES DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

RÉSUMÉ

Le présent article comprend plusieurs précisions théoriques sur la méthode employée pour faire l'inventaire des ressources hydroénergétiques, lors des travaux effectués dans la République Populaire Roumaine, en même temps qu'une proposition de systématisation des notions relatives aux ressources hydro-énergétiques.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Représentation du profil cadastral d'une rivière.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * АКАДЕМИЯ НАУК СССР, *Водохозяйственный кадастр. СССР.* Методика составления, ГЭИ. Москва, 1956.
2. D. PAVEL, *Principiile şi metodologia aplicate în studiul resurselor hidroenergetice.* Studii şi cercetări de energetică, **IX**, *4*, 546—557 (1959).
3. M. PODANI, *Metodologia întocmirii cadastrului hidroenergetic pe teritoriul R.P.R.* Studii şi cercetări de energetică, **VI**, *1—2*, 7—22 (1956).
4. V. CARACUDOVICI, P. STEGĂROIU, *Asupra metodelor de calcul utilizate în cadrul atlasului resurselor hidroenergetice din R.P.R. pentru determinarea potenţialului hidroenergetic de suprafaţă.* Studii şi cercetări de energetică, **IX**, *4*, 719—723 (1959).
5. D. SPIRIDON, *Circuitul apei în natură şi potenţialul hidroenergetic.* Energetica, **VII**, 2,78—83 (1959).

O NOUĂ METODĂ DE VALORIFICARE A PARAMETRILOR HIDROLOGICI AI UNUI CURS DE APĂ*)

DE

SEPTIMIU PĂUNA şi PAUL STEGĂROIU

Studierea potenţialului hidroenergetic al unui curs de apă, se rezumă, în ultimă analiză, la determinarea celor două mărimi caracteristice: căderea şi debitul. Studiile hidrologice sînt acelea care ne dau indicaţii asupra mărimii şi variaţiei debitului în lungul unui curs de apă.

În cele ce urmează se propune analizarea relaţiei care există între debite, timpul apariţiei şi frecvenţei lor (respectiv durata), legea medie dedusă pentru trecut fiind de asemenea considerată ca o lege generală, valabilă şi pentru viitor.

Se obişnuieşte ca relaţia existentă între debit şi timp să se exprime grafic în forma cea mai simplă printr-o curbă de regim, indicînd variaţia cronologică a debitului. Acest mod de reprezentare este însă puţin concludent, nepermiţînd analizarea legilor generale medii de variaţie ale debitului în perioada de timp considerată.

O analiză mult mai completă este dată de reprezentările care pun în evidenţă variaţia debitului sub forma curbelor de frecvenţă şi durată, care permit o urmărire mai bună a fenomenelor caracteristice fiecărui caz luat separat. Curbele de frecvenţă şi durată prezintă un avantaj suplimentar faţă de reprezentarea prin hidrografe, asimilarea lor cu curbele teoretice de repartiţie, din calculul probabilităţilor, permiţînd extrapolarea şirului de date statistice existente.

Relaţia care există între debit şi timp poate fi analizată pe diferite perioade, dintre care cele mai des folosite sînt cele de un an, o jumătate de an, o lună, zece zile, cinci zile sau o zi. Se mai pot folosi de asemenea intervalele sezoniere (pentru intervale egale într-un an). Intervalele utilizate cel mai mult sînt cele lunare, decadele şi zilnice.

*) Metodă extinsă la reprezentarea şi interpretarea frecvenţei şi duratei debitelor. Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 9 martie 1960.

Analiza debitelor medii lunare dă o imagine concludentă asupra regimului hidrografic mediu al rîului, studierea hidrografului anual cu valori medii lunare permiţînd cunoaşterea modului de variaţie probabil al debitului în cursul unui an.

Mărimile medii zilnice ale debitului şi curbele clasate corespunzătoare, pe ani sau un şir lung de ani, sînt folosite frecvent în calculele hidroenergetice, ele indicînd mărimea coeficienţilor: $K \cdot 50\% = \frac{Q\,50\%}{Q_m}$ şi $K \cdot 95\% = \frac{Q\,95\%}{Q_m}$ necesari la determinarea potenţialului hidroenergetic cu asigurările respective.

În figura 1 se dă curba de asigurare a debitelor medii zilnice pentru staţiunea Bistra pe rîul Vişeu. Din această curbă se poate deduce mărimea coeficienţilor $K50\%$ şi $K95\%$ ca valori medii pentru întreaga perioadă

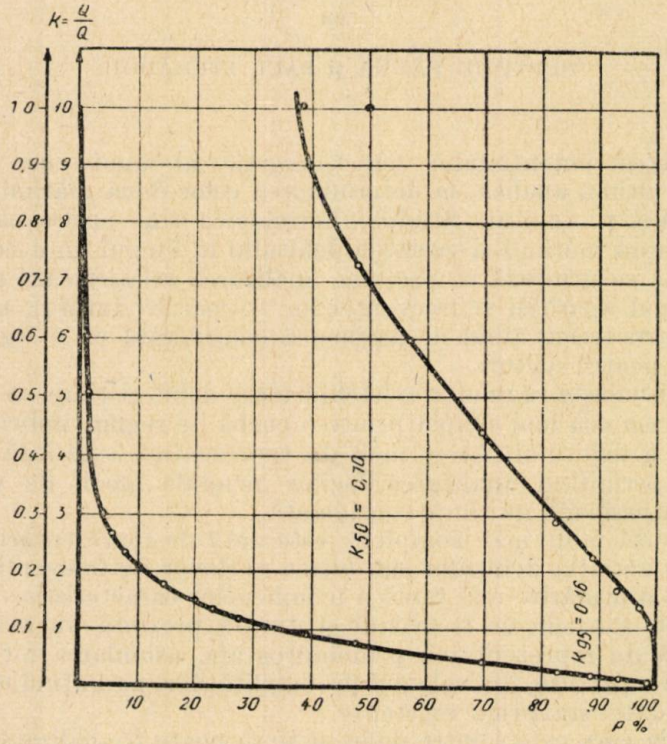


Fig. 1. — Curba de asigurare a debitelor medii zilnice la staţiunea Bistra, pe rîul Vişeu.

(K 50 = 0,7 şi K 95 = 0,16). Din lipsa datelor pe un şir de ani cît mai lung şi fără întreruperi, s-au folosit toate datele existente însumînd 43 ani de observaţie directă (1902—1953) cu lacunele 1917—1924, 1949—1953. Debitul mediu pe această perioadă este $Q_m = 34{,}2$ m³/s, mărimea sa fiind

excedentară cu 4% față de debitul mediu normal pe 30 ani, stabilit în cadrul studiului resurselor hidroenergetice ale bazinului hidrografic Vișeu.

Problemele ridicate de studiile care conduc la o justă proiectare și exploatare impun găsirea unei alte metode de reprezentare, curba de durată medie anuală neputînd răspunde la o serie de probleme puse de practică.

Necesitatea cunoașterii variației probabile a debitului în cursul anului, pentru fiecare lună în parte, eventual decadă, a dus la soluția trasării curbelor de durată pentru fiecare perioadă.

Astfel, în literatura de specialitate [1] sînt date cîteva forme de reprezentare grafică a mărimilor de mai sus.

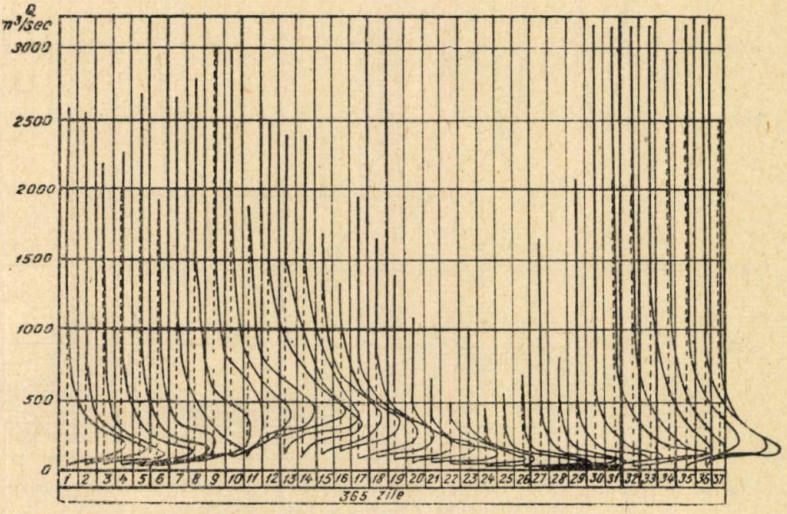


Fig. 2. — Curbele de frecvență decadale pentru rîul Drina la Zvornik (1890—1952).

În figura 2 sînt reprezentate curbele de frecvență ale debitelor pentru fiecare interval decadal pe perioada celor 63 de ani studiați (37 curbe) rabătute în planul figurii. După cum rezultă, acest mod de reprezentare conturează limitele extreme ale debitelor maxime și minime înregistrate o singură dată în cei 63 de ani, pentru fiecare decadă și se poate urmări — orientativ — alura variației frecvenței debitului.

Numărul mare de curbe, care se intersectează uneori între ele, face ca graficul să nu poată fi folosit decît orientativ, iar anumite frecvențe de debite nu pot fi apreciate.

Diagrama de mai sus se referă la rîul Drina la Zvornik (R. P. F. Jugoslavia).

Alt mod de reprezentare este indicat prin figura 3, care reprezintă relația dintre debite, timp și durată. Acest grafic adoptă ca izolinii curbele de aceeași durată avînd ca echidistanță frecvența de 10% din durata maximă a debitelor din intervalele decadale respective, în perioada celor 63 ani studiați, tot pentru același rîu și în același loc. Reprezentarea respectivă este mai clară decît cea din figura 2.

Acest mod de reprezentare pune în evidenţă liniile înfăşurătoare ale debitelor maxime şi minime (0% şi 100%) înregistrate o singură dată în cei 63 de ani studiaţi, pentru cele 37 intervale decadale (al 37-lea interval are 5 zile); rezultă că sub şi peste aceste linii (0% şi 100%) nu s-au înregistrat alte debite în cei 63 de ani, însă, în viitor probabilitatea apariţiei unor astfel de debite nu este exclusă, dar că apariţia lor va fi cu totul excepţională.

Apare dezavantajul — aşa cum de altfel se vede din figură — că folosind ca echidistanţă frecvenţa (în cazul de faţă reprezentată în pro-

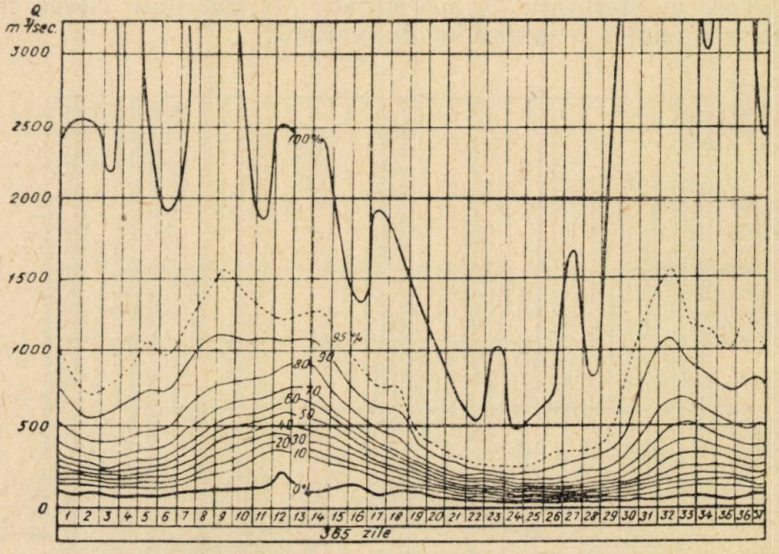


Fig. 3. — Relaţia dintre debite, timp şi durată pe perioade decadale pentru rîul Drina la Zvornik (1890—1952).

cente) se ajunge către extremităţi să se obţină intervale între izolinii fie prea mari către partea superioară, fie prea mici către partea inferioară. În acest din urmă caz se fac citiri de debite şi durată cu greutate, iar interpolările sînt destul de dificile.

Studiul de faţă, respectiv metoda grafică care se propune a fi aplicată la debite, pune în evidenţă relaţia dintre durată şi timp exprimînd debitul prin izoliniile de forma: $Q = f(D, T)$.

Se poate observa (fig. 4) că izoliniile debitelor pot fi urmărite pe întreaga perioadă a unui an, de la lună la lună. După acelaşi procedeu, arătat în lucrarea anterioară [2], izoliniile debitelor pot fi determinate lunar decadal sau, la nevoie, pentru orice altă perioadă de timp găsită necesar (trimestrial, săptămînal, pe grupe de 5 zile etc.).

În lucrarea de faţă (fig. 4) s-a exemplificat, luîndu-se un caz concret. Se determină izoliniile debitelor tot pentru rîul Vişeu, la staţia Bistra, pe aceeaşi perioadă de timp (1902—1953) exclusiv grupele de ani 1917—1924 şi 1943—1949.

Cu ajutorul izoliniilor determinate se pun în evidenţă atît frecvenţa cît şi durata debitelor respective în cadrul fiecărei luni sau decade.

Pentru construirea graficului din figura 4, va fi nevoie de clasarea debitelor medii zilnice pe luni, stabilindu-se pentru fiecare lună în parte frecvența (F) și durata (D) exprimate în zile medii lunare, pe întreaga perioadă de ani studiați (tabela 1 întocmită pe luna ianuarie).

Înainte de a se face clasarea debitelor este necesar să se determine „debitele de bază" care vor fi reprezentate, acest lucru fiind în funcție de amplitudinea maximă dintre debitele extreme și de precizia debitelor urmărite.

Pe baza acestor tabele referitoare la clasarea debitelor medii zilnice pe luni, se întocmește tabela 2, cu ajutorul căreia se construiește graficul de frecvență și durată a debitelor cursului de apă la punctul de stație ce ne interesează.

Analizîndu-se graficul respectiv (fig. 4) este interesant de făcut următoarele constatări ce ies ușor în evidență și anume:

— Rîul respectiv, în cazul de față Vișeul, la stația Bistra, are un regim hidraulic cu două sezoane de ape abundente (octombrie, noiembrie, decembrie — primul sezon și martie, aprilie, mai — al doilea sezon) și două sezoane cu debite mici (ianuarie, februarie, iunie — primul sezon și iulie, august, septembrie — al doilea sezon).

— Rîul Vișeu are o amplitudine mare între debitele extreme, încadrîndu-se în categoria rîurilor torențiale: debitele mari înregistrate sînt aproape de 200 ori mai mari decît debitele mici înregistrate.

— Se poate construi ușor, punîndu-se în evidență, curbele înfășurătoare ale debitelor maxime și minime înregistrate în perioada de timp, perioade lunare sau decadale.

— Întregul șir de ani studiați, oricît de mare ar fi, se reduce la un singur an cu 12 intervale lunare sau 37 intervale decadale (ultimul interval fiind de 5 zile), iar durata este limitată la cele 30 zile medii lunare.

— Se urmărește ușor izolinia — lunar sau decadal — a unui debit reprezentat, încît se poate citi direct atît frecvența cît și durata pe care o reprezintă „izolinia" debitelor din fiecare interval studiat în lungul unui an mediu.

— În aceeași ordine de idei se citește direct durata debitelor „peste" și „sub" o anumită izolinie de debite. Frecvența și durata sînt exprimate direct în zile medii lunare pe întreaga perioadă de ani studiați.

— Se poate determina ușor pentru fiecare lună în parte sau decadă, „asigurarea" în procente a debitelor medii.

— Metoda dă posibilitatea interpolării și determinării anumitor debite, deducîndu-se în același timp frecvența și durata acestora. Avantajul pe care-l prezintă în plus noua metodă constă în faptul că „durata" debitelor medii se reduce la cele 30 zile medii lunare respectiv la cele 10 zile în cazul perioadei decadale încît, legea generală odată stabilită nu mai interesează pentru ce număr de ani au fost făcute înregistrările.

Desigur, rămîne valabil faptul că astfel de curbe sînt cu atît mai apropiate de realitate, și mai precise, cu cît numărul de ani studiați și luați în studiu este mai mare.

Ca și în cazul lucrării precedente [2] în care s-a prezentat metoda extinsă la reprezentarea și interpretarea variației frecvenței și duratei

Tabe

Anul / Q (m³/s.)	1903	1904	1905	1906	1907	1908	1909	1910	1911	1912	1913	1914	1915	1916	1917	1918	1925	1926	1927	1928	1929
2— 3																					
3— 4						3															
4— 5						1											19		1	6	3
5— 6						17	10									3	12		5	6	17
6— 8		9	2	4		5	2									4			4	3	2
8— 10		3	1	5		2	12	14	3							3			6	2	3
10— 15	3	14	24	12	2	3	7	11	19	12	6				5	6			4	9	2
15— 20	11	3	1	6	1			5	7	13	24	30		5	9	4		7	3	5	3
20— 25	7		3	1	3			1	2	1	1	1	4	2	14	1		6	2		
25— 30	2	1		1	7					2			12		3	4		7	3		1
30— 35		1		2	8					2			6	5		3		2	1		
35— 40	2				4									9				2	2		
40— 45	1				5					1			1	5		2		1			
45— 50					1								2	2							
50— 60	1												2	3		1		3			
60— 70													2					2			
70— 80	2																				
80— 90													1								
90—100																		1			
100—150																					
150—200	1												1								
200—250	1																				
250—300																					
300—400																					
400—500																					
500—600																					
600—700																					

la 1

1930	1931	1932	1933	1934	1935	1936	1937	1938	1939	1940	1941	1942	1943	1944	1950	1951	1952	1953	1954	zile normale		zile medii lunare corectate	
																				F	*D*	*F*	*D*
																			8	8	1 271	0,20	30,00
			4																10	17	1 263	0,40	29,80
		2	24																3	59	1 246	1,40	29,40
13	5	6	3						2	12			26		6		6		4	153	1 187	3,60	28,00
11	5	3							11	8			3		13		17		6	112	1 034	2,65	24,40
5	2	3							2	5			2	21	11		6			111	922	2,60	21,75
2	9	6		31	23		5	14	1	6	1			10	1	18	2	4		272	811	6,40	19,15
	5	3			8		8	15	1		14	26				11		10		238	539	5,65	12,75
	3	1				5	6	2	3		6					2		2		79	301	1,85	7,10
	1	3				10	5		4		1	1						3		71	222	1,70	5,25
						2	5		2		3							2		44	151	1,02	3,55
	1	2				3	2		2		1	4						3		37	107	0,90	2,55
		1				1			1		1							1		21	70	0,50	1,65
		1				2					1							1		10	49	0,20	1,15
						1			2		2							1		16	39	0,40	0,95
						1					1									6	23	0,15	0,55
						2												1		5	17	0,15	0,40
						3												2		6	12	0,10	0,25
						1														2	6	0,05	0,15
																		1		1	4	0,025	0,10
																				2	3	0,050	0,075
																				1	1	0,025	0,025
																						0	0
																						0	0
																						0	0
																						0	0
																						0	0

nivelelor, în cadrul lucrării de faţă se va enumera parte din utilizările legate de amenajarea şi folosirea complexă a cursurilor de apă în cadrul cărora metoda îşi poate găsi utilizarea.

În lucrările energetice. În studiile strîns legate de proiectarea şi exploatarea lucrărilor hidroenergetice se pune problema să se cunoască legea probabilă de variaţie a debitului în fiecare lună pentru a se putea elabora planul de exploatare al centralelor hidroelectrice. Simpla analiză a anului mediu sau a şirului debitelor lunare sau zilnice nu este suficientă şi de aceea este indicată şi utilizarea curbelor clasate. Curbele clasate uzuale, stabilite pe o perioadă mai îndelungată, pentru anul mediu sau chiar pentru luni, duce la unele dificultăţi în interpretare, situaţia remediindu-se atunci cînd se foloseşte graficul $Q = f(D.T.)$. Reprezentarea amintită prezintă o utilitate în exploatare, deoarece permite dispecerului să determine legea viitoare probabilă de variaţie a fenomenului pentru anul în curs, încît el poate şti la ce debit se poate aştepta şi ce măsuri sînt necesare pentru a asigura o cît mai raţională utilizare a stocului rîului.

În proiectarea instalaţiilor de răcire sau de alimentare cu apă la diferite unităţi industriale ca şi la centralele termoelectrice, este strict necesară cunoaşterea debitelor minime asigurate de un rîu, ca şi repartiţia asigurării acestora în cursul anului. Folosirea graficului $Q = f(D.T.)$ răspunde cu prisosinţă acestei cerinţe, indicînd probabilitatea de apariţie a unui anumit debit pentru fiecare perioadă luată în calcul. Graficul $Q = f(D.T.)$ fiind trasat pe o perioadă de ani suficient de îndelungată va permite proiectantului să cunoască cu destulă precizie care sînt perioadele în care instalaţia are sau nu asigurat debitul necesar din rîu şi care sînt perioadele în care trebuie să se recurgă la alte sisteme de alimentare sau alte surse de apă.

În lucrările de îndiguire. În calculele pentru îndiguirea unităţilor supuse inundaţiilor, în afară de studiul nivelelor, se face un studiu minuţios asupra debitelor probabile ale cursului de apă. Debitele sînt acelea care determină variaţia nivelelor şi invers. Prin îndiguirea unui curs de apă se schimbă o serie de parametrii ai regimului de apă.

Încorsetarea cursului de apă, în anumite condiţii, este funcţie de cunoaşterea probabilităţii de apariţie a debitelor maxime, acestea determinînd nivelele maxime probabile ce vor fi atinse de ape, fapt care determină la rîndul lor cota coronamentului digului. Interesează de asemenea în aceste calcule, în mod deosebit, care este frecvenţa debitelor maxime şi durata lor în cursul anilor studiaţi.

Pe baza a o serie de consideraţii economice luate în calcul, se hotărăşte, funcţie de apariţia anumitor debite maxime, de frecvenţa şi durata lor, care anume tip de dig se va adopta : submersibil sau insubmersibil. În acelaşi timp se determină, în funcţie de durată şi frecvenţa debitelor, celelalte elemente geometrice ale digului.

Metoda propusă poate fi folosită în studiile pentru îndiguire întrucît pune în evidenţă cu multă uşurinţă lunile sau decadele cînd au fost înregistrate debitele maxime precum şi frecvenţele sau durata acestora.

Trebuie avut în vedere că există o corelaţie strînsă între debite şi nivele.

Tabela 2

Nr. crt.	Debite cuprinse între ($m^3/s.$)	Debitele de bază reprezentate ($m^3/s.$)	Frecvența și durata debitelor medii zilnice pe luna: (exprimate în zile medii lunare)																					
			X		XI		XII		I		II		III		IV		V		VI		VII		VIII		IX	
			F	D	F	D	F	D	F	D	F	D	F	D	F	D	F	D	F	D	F	D	F	D	T	D
1	700—600	600	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0250	0,0250	0	0	0	0
2	600—500	500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0250	0,0250	0	0	0	0	0	0	0,050	0,0750	0	0	0	0
3	500—400	400	0	0	0	0	0,0250	0,025	0	0	0	0	0	0,0250	0,025	0,0250	0	0	0,025	0,0250	0,050	0,1250	0	0	0	0
4	400—300	300	0	0	0	0	0,025	0,050	0	0	0	0	0	0,0250	0,025	0,050	0	0	0,025	0,050	0,050	0,155	0	0	0,025	0,025
5	300—250	250	0,075	0,025	0,075	0,075	0,025	0,075	0	0	0	0	0,050	0,075	0,250	0,30	0	0	0	0,0500	0,075	0,250	0	0	0,050	0,050
6	250—200	200	0,025	0,050	0,025	0,100	0,100	0,175	0,025	0,025	0	0	0	0,075	0,05	0,350	0,100	0,100	0,025	0,0750	0,05	0,30	0,05	0,050	0,150	0,225
7	200—150	150	0,225	0,275	0,10	0,200	0,085	0,250	0,050	0,075	0,0000	0,0000	0,150	0,225	0,43	0,780	0,40	0,50	0,125	0,200	0,60	0,60	0,175	0,225	0,175	0,400
8	150—100	100	1,025	1,300	0,675	0,875	0,25	0,50	0,025	0,100	0,10	0,10	1,025	1,25	0,37	3,15	2,75	3,25	1,05	1,250	0,70	1,30	0,625	0,850	0,75	1,150
9	100— 90	90	0,325	1,625	0,375	1,250	0,20	0,75	0,05	0,150	0,15	0,25	0,600	1,850	1,40	4,550	1,30	4,550	0,65	1,90	0,25	1,550	0,50	1,350	0,25	1,40
10	90— 80	80	0,575	2,200	0,25	1,50	0,25	1,00	0,10	0,25	0,05	0,30	0,83	2,68	1,85	6,40	2,20	6,750	0,55	2,450	0,20	1,750	0,40	1,75	0,35	1,35
11	80— 70	70	0,55	2,750	0,50	2,00	0,10	0,10	0,15	0,40	0,10	0,40	1,15	3,83	2,25	8,650	2,67	9,450	1,30	3,75	0,40	2,150	0,60	2,35	0,35	2,10
12	70— 60	60	1,00	3,75	0,75	2,75	0,40	1,50	0,15	0,55	0,22	1,070	2,45	5,28	2,80	11,45	3,05	12,45	1,20	4,95	1,00	3,15	0,80	3,15	0,75	2,850
13	60— 50	50	1,30	5,050	2,00	4,75	0,75	2,25	0,40	0,95	0,45	0,62	2,55	6,83	4,22	15,70	5,22	15,70	2,50	7,45	1,90	5,05	1,00	4,150	1,35	4,20
14	50— 45	45	0,60	5,65	0,25	5,00	0,50	2,75	0,20	1,15	0,10	1,150	0,92	7,75	1,65	17,350	1,80	17,500	1,90	9,350	1,10	6,15	0,50	4,650	0,75	4,950
15	45— 40	40	1,00	6,65	1,250	6,25	0,65	3,40	0,50	1,65	0,55	1,70	1,32	9,07	1,45	18,750	2,30	19,80	2,30	11,65	1,30	7,450	1,25	5,900	1,00	5,950
16	40— 35	35	1,925	8,55	2,500	8,25	1,15	4,550	0,90	2,55	1,35	3,050	1,68	10,750	2,57	21,250	2,70	22,500	3,80	15,45	2,50	9,950	1,45	7,350	1,15	7,10
17	35— 30	30	1,75	10,30	2,00	10,30	1,40	5,25	1,02	3,55	1,05	4,10	1,55	12,30	1,95	23,20	1,90	24,40	3,20	18,65	2,05	12,00	1,95	9,30	1,05	8,15
18	30— 25	25	2,20	12,50	3,250	13,50	2,700	8,65	1,70	5,25	1,15	5,25	2,50	14,80	3,25	25,45	2,40	26,80	4,25	22,90	3,50	15,50	2,90	12,20	2,20	10,35
19	25— 20	20	2,70	15,20	3,00	16,50	3,57	12,250	1,85	7,10	2,45	7,70	2,95	17,75	2,03	27,45	1,45	28,25	3,40	26,30	3,90	19,40	2,45	14,65	3,05	13,30
20	20— 15	15	3,05	18,25	3,50	20,00	5,50	17,75	5,65	12,75	5,60	13,30	4,30	22,05	1,37	28,85	1,17	29,45	1,80	28,10	5,00	24,40	4,35	19,000	3,75	17,05
21	15— 10	10	4,65	22,90	3,25	23,25	5,220	23,00	6,40	19,15	5,95	19,25	4,58	26,62	1,00	29,85	0,50	29,95	1,25	29,35	3,30	27,70	6,00	25,0	4,80	21,85
22	10— 8	8	2,60	25,50	2,75	26,00	2,25	25,25	2,60	21,75	2,75	22,00	1,57	28,20	0,12	30,00	0,02	30,00	0,20	29,55	0,85	28,55	2,10	27,10	3,00	24,85
23	8— 6	6	1,50	27,00	2,25	28,25	2,35	27,60	2,65	24,40	2,15	24,15	0,90	29,10	0	30,00	0	30,00	0,35	29,90	0,75	29,30	1,10	28,20	2,10	26,95
24	6— 5	5		28,00	1,50	29,25	1,30	28,90	3,60	28,00	3,10	27,25	0,60	29,70	0	30,00	0	30,00	0,05	29,95	0,45	29,75	0,75	28,95	1,75	28,70
25	5— 4	4	1,25	29,25	0,25	29,50	0,95	29,85	1,40	29,40	2,27	29,55	0,30	30,00	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0,20	29,95	0,90	29,85	1,20	29,90
26	4— 3	3	0,75	30,00	0,50	30,00	0,15	30,00	0,40	29,80	0,27	29,95	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0,15	30,00	0,10	30,00
27	3— 2	2	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0,20	30,00	0,05	30,00	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0	30,00	0	30,00

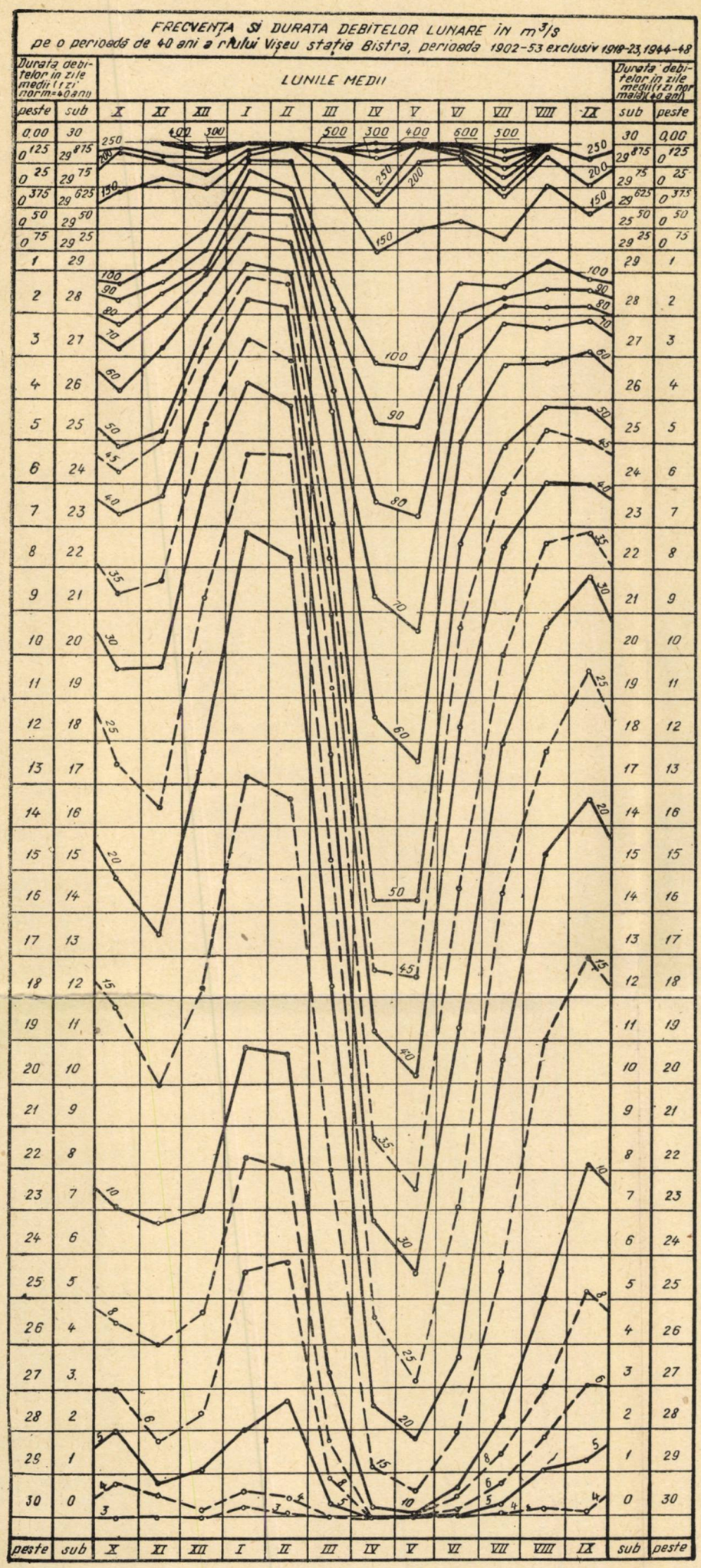


Fig. 4. — Curba de durată și frecvență pentru rîul Vișeu la stațiunea Bistra.

Echivalentul numeric și grafic pentru zilele medii lunare			
1 zi medie	1 zi norm.	40%	20%
0,025	1	1	
0,050	2	2	
0,075	3	3	
0,100	4	4	
0,125	5	5	
0,150	6	6	
0,175	7	7	
0,200	8	8	
0,225	9	9	
0,250	10	10	
0,275	11	11	
0,300	12	12	
0,325	13	13	
0,350	14	14	
0,375	15	15	
0,400	16	16	
0,425	17	17	
0,450	18	18	
0,475	19	19	
0,500	20	20	
0,525	21		10.5
0,550	22		11
0,575	23		11.5
0,600	24		12
0,625	25		12.5
0,650	26		13
0,675	27		13.5
0,700	28		14
0,725	29		14.5
0,750	30		15
0,775	31		15.5
0,800	32		16
0,825	33		16.5
0,850	34		17
0,875	35		17.5
0,900	36		18
0,925	37		18.5
0,950	38		19.
0,975	39		19.5
1,00'	40		20
2	80		
3	120		
4	160		
5	200		
6	240		
7	280		
8	320		
9	360		
10	400		
20	800		
30	1200		

Pentru punerea în evidență, în mod cît mai clar, a frecvenței și duratei debitelor maxime, partea superioară a graficului se poate executa la o scară potrivită și diferită de restul graficului încît citirea să fie ușor de făcut. În exemplul dat s-a mărit de 4 ori scara reprezentării ultimei zile medii; același lucru se poate face pentru partea inferioară a graficului.

În lucrările de descărcare. În condițiile descărcării metoda prezintă avantajul că dă posibilitatea unei orientări rapide în ceea ce privește perioadele din an (luni sau decade) în care anumite unități expuse acțiunii directe a unor nivele mari de apă, în sensul că debitele mari (implicit nivelele mari), cu o frecvență și o durată mare, vor acționa în mod direct asupra debitelor ce se vor infiltra fie prin diguri, fie prin infiltrația produsă de către ridicarea pînzei freatice de apă din incintă. Desigur, la baza calculelor determinării debitelor provenite din infiltrație stă cunoașterea variației nivelelor, însă existînd o corelație directă între debite și nivele, metoda propusă de noi dă posibilitatea unei orientări rapide asupra posibilității apariției unor debite provenite din infiltrație într-o anumită perioadă a anului.

În lucrările de irigare. Cunoașterea variației debitelor cursului de apă, a frecvenței și duratei acestora (pe luni sau decade) este de o deosebită importanță în lucrările de irigare.

În condițiile dezvoltării pe scară largă a amenajării suprafețelor arabile prin irigare, în scopul măririi producției agricole la hectar și a menținerii ei în mod constant, se pune problema cunoașterii cît mai amănunțit a debitelor cursurilor de apă respective.

Nu se poate propune o suprafață să fie amenajată agricol pentru a o iriga, dacă nu există asigurată mai întîi cantitatea de apă respectivă.

Metoda propusă satisface pe deplin exigențele unui studiu hidrologic în cadrul lucrărilor de irigare.

Cunoscîndu-se care sînt perioadele de irigare și în cadrul lor stabilindu-se curbele debitelor de udare, desfășurată lunar sau decadal, pe baza nouii metode stabilite se poate constata dacă debitele de care este nevoie pentru irigare pot fi sau nu acoperite din sursa de apă respectivă.

Extinderea suprafețelor propuse pentru irigare va crește pe viitor de la an la an, încît se impune cunoașterea posibilităților de satisfacere a debitelor necesare pentru irigare și acest fapt pune probleme serioase specialiștilor. Rîurile din țara noastră, în regim natural, vor fi în situația să nu satisfacă pe viitor aceste necesități, știind că în afară de irigare există și o serie de alte servituții. De altfel acest lucru este valabil și pentru alte țări.

Apare deci necesitatea regularizării cursurilor de apă prin o serie de lucrări de retenție anuale și superanuale a debitelor respective.

Tot în funcție de cunoașterea debitelor unui curs de apă, de frecvența și durata lor se pot rezolva o serie de alte probleme legate de captarea debitelor de apă. Prin metoda propusă se poate urmări ușor, pe fiecare lună sau decadă, cum variază frecvența și durata debitului minim capabil să satisfacă necesitățile de irigare.

Tabela 3

Nr. crt.	Debite cuprinse între : ($m^3/s.$)	Debite de bază reprezentate ($m^3/s.$)	Frecvenţa şi durata debitelor medii zilnice pe luni şi decade (exprimate în zile medii lunare)						....						
			X							IX					
			1		2		3			1		2		3	
			F	*D*	*F*	*D*	*F*	*D*		*F*	*D*	*F*	*D*	*F*	*D*
1	700—600	600													
2	600—500	500													
.	.	.													
.	.	.													
.	.	.													
.	.	.													
.	.	.													
.	.	.													
27	3—2	2													

CONCLUZII

S-au analizat cîteva metode cunoscute cu ajutorul cărora se pune în evidenţă pe cale grafică, datele statistice cu privire la frecvenţa şi durata debitelor înregistrate în decursul unui şir de ani.

Comparativ cu aceste metode se prezintă noua metoda de reprezentare grafică a acelorași date statistice; se dau indicaţii şi exemple de felul cum sînt înscrise în tabele datele statistice înregistrate, referitor la frecvenţă şi durată, prezentîndu-se în acelaşi timp graficul respectiv.

Comparativ cu metodele cunoscute se face o analiză critică a avantajelor noii metode. Se indică domeniile în care îşi găseşte aplicare noua metodă, ea fiind de un real folos tuturor specialiştilor care se ocupă cu executarea de studii şi proiecte privind cursurile de apă sprijinindu-se pe elementul de măsură „debit".

НОВЫЙ МЕТОД ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИДРОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВОДНОГО ТЕЧЕНИЯ

РЕЗЮМЕ

Статья является продолжением предыдущей работы [2]: в ней метод, установленный для обработки статистических данных по изменению уровня водного течения, распространяется и на обработку статистических данных по изменению расходов, причем, здесь графическое изображение расходов подобно графическому изображению уровней.

Таким образом, устанавливается единая методология для графического представления как изменения уровней, так и расходов.

В данном случае метод позволяет проследить изменение продолжительности и частоты расходов по всему среднему году из ряда лет; таким образом, метод очень полезен специалистам, изучающим комплексное использование гидравлических ресурсов. В заключении дается сравнение между новым и прежним методами.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Кривая обеспечения среднесуточных расходов, измеренных на станции Бистра на реке Вишеу.

Рис. 2.— Кривые декадной частоты для реки Дрина (г. Зворник, 1890—1952 гг.).

Рис. 3. — Отношение между расходами, временем и продолжительностью по декадным периодам для реки Дрина (г. Зворник, 1890—1952 гг.).

Рис. 4. — Кривая продолжительности и частоты на реке Вишеу, станция Бистра.

UNE NOUVELLE MÉTHODE POUR LA MISE EN VALEUR DES PARAMÈTRES HYDROLOGIQUES D'UN COURS D'EAU

RÉSUMÉ

Faisant suite à l'étude antérieure [2], les auteurs élargissent l'application de la méthode élaborée pour l'interprétation des données statistiques concernant la variation des niveaux d'un cours d'eau, en l'appliquant à l'interprétation des données statistiques de la variation des débits, la représentation graphique de la variation des débits étant similaire à la représentation graphique des niveaux.

On établit ainsi une méthodologie unique autant pour la représentation graphique de la variation des niveaux que pour la variation des débits.

Dans le cas considéré, la méthode offre la possibilité de suivre et d'étudier durant toute une année (en moyenne) la variation de la durée et de la fréquence des débits. Cette méthode est particulièrement utile aux spécialistes qui s'occupent de l'étude et de la projection de l'utilisation complexe des ressources hydrauliques. Les auteurs présentent les avantages de cette nouvelle méthode par rapport aux méthodes connues jusqu'à présent dans la littérature mondiale de spécialité.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Courbe de sécurité des débits journaliers moyens de la station de Bistra, sur la rivière Vişeu.

Fig. 2. — Courbes de fréquence par périodes de dix jours, de la rivière Drina, à Zvornik (1890—1952)

Fig. 3. — Le rapport entre les débits, le temps et la durée, par périodes de dix jours, pour la rivière Drina à Zvornik (1890—1952).

Fig. 4. — Courbe de durée et de fréquence de la rivière Vişeu, à la station de Bistra.

BIBLIOGRAFIE

1. V. JEVDEVIC, *Metode de studiere a potenţialului hidroenergetic.* Belgrad, 1956.
2. PĂUNA SEPTIMIU, *O nouă metodă de valorificare a parametrilor hidrologici ai unui curs de apă (metoda extinsă la reprezentarea şi interpretarea variaţiei frecvenţei şi duratei nivelelor).* Energetica, **VII**, 5, 226 (1959).
3. D. PAVEL, *Hidroenergetica generală.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1951.
4. H. CONSTANTINESCU, M. GOLDSTEIN, V. HARAM, S. SOLOMON, *Hidrologie.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1956.

CONSIDERAȚII ASUPRA BILANȚULUI ENERGETIC DE PERSPECTIVĂ*)

DE

TEODOR MICLESCU

1. INTRODUCERE

Sectorul energetic este unul din cele mai însemnate sectoare ale economiei naționale, iar dezvoltarea sa este legată de eforturi mari de investiții. De aceea, dezvoltarea în perspectivă a sectorului energetic, astfel ca printr-un efort economic minim el să poată îndeplini sarcinile ce îi revin în ansamblul economiei naționale, constituie o problemă importantă și actuală.

În prezent, alcătuirea unui plan de dezvoltare al sectorului energetic se face prin echilibrarea cererilor și resurselor de energie în perspectivă, comparînd eventual între ele cîteva soluții de bilanț al căror număr, prin însăși natura metodei, este limitat.

În prezentul articol este propusă o metodă de întocmire a bilanțului energetic de perspectivă, metodă care permite determinarea soluției optime economice și care prin natura ei ține seama de toate soluțiile de bilanț pentru perspectivă.

2. EXPUNEREA METODEI

Acest lucru este posibil prin analiza bilanțului energetic pe baza elementului său constitutiv : lanțul energetic. În metoda propusă, lanțul energetic joacă un rol fundamental.

Lanțul energetic poate fi definit ca o anumită succesiune de instalații de preparare, transformare și transport, la distanțe determinate una de alta, care se intercalează între o sursă de energie primară dintr-un anumit centru de resurse și o formă de consum util dintr-un anumit centru de consum.

*) Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică la data de 31 martie 1960.

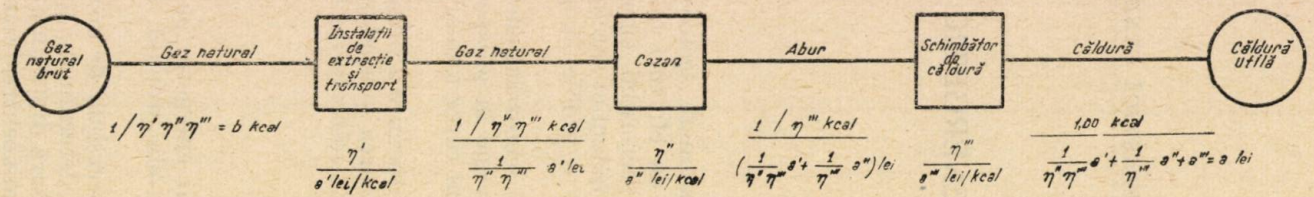


Fig. 1. — Lanțul : gaz natural — abur — căldură (producerea căldurii din gaz natural prin intermediul aburului).

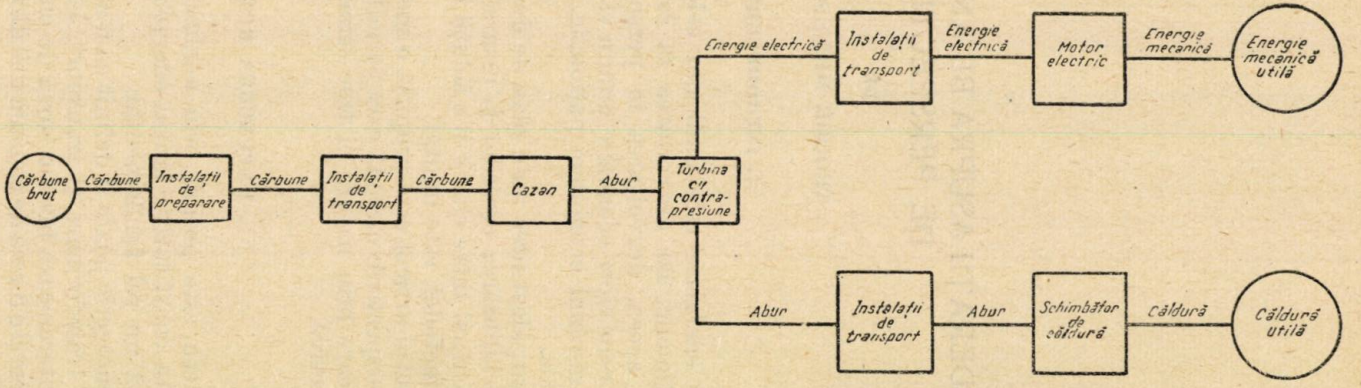


Fig. 2. — Lanțul : cărbune — abur { energie electrică — energie mecanică ; abur — căldură }

(producerea combinată a energiei mecanice și a căldurii din cărbune prin intermediul aburului și a energiei electrice).

În figurile 1 și 2 sînt reprezentate două astfel de lanțuri energetice.

Lanțul energetic este caracterizat din punct de vedere economic prin două mărimi: cheltuielile specifice și investițiile specifice adică cheltuielile și investițiile asupra întregului lanț energetic pentru producerea unității de energie utilă. Aceste mărimi sînt influențate și de randamentul lanțului. Randamentul lanțului energetic poate fi considerat ca o caracteristică tehnică a sa, intervenind atît direct cît și indirect, prin intermediul cheltuielilor și investițiilor specifice, în calculul economic. În figura 1 este indicat modul de calcul al cheltuielilor specifice și al cantității de energie primară consumată pentru producerea unității de energie utilă (mărime inversă randamentului).

Vom considera caracteristicile lanțurilor energetice numai ca date de lucru. Prin simpla lor comparare, se pot trage numai concluzii de optim economic limitat, care nu corespund în general, optimului pe întreaga economie energetică, urmărit în cadrul economiei energetice socialiste. Asemenea simple comparații se fac în economia energetică capitalistă, unde

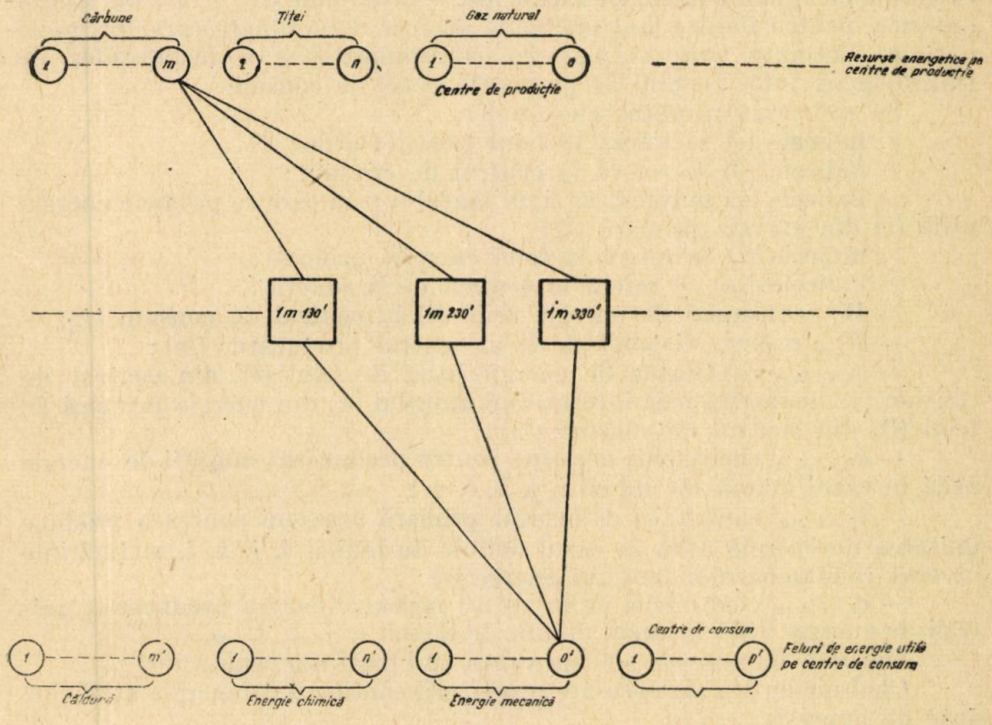


Fig. 3. — Bilanțul energetic de perspectivă.

optimul economic este căutat numai în limitele unei singure exploatări capitaliste.

Sinteza lanțurilor energetice se face în cadrul bilanțului. Bilanțul de perspectivă este sinteza tuturor lanțurilor energetice posibile. În figura 3

este arătată schema principială a bilanțului energetic de perspectivă. În notarea lanțurilor, primul indice reprezintă felul resursei primare, al doilea centrul de producere, al treilea tipul lanțului prin care se face transformarea, al patrulea felul energiei utile, al cincilea centrul de consum.

Un astfel de bilanț poate avea o infinitate de soluții. Interesează în special două soluții : soluția care dă minimul cheltuielilor anuale și soluția care dă minimul de investiții, pe întreaga economie energetică. Prin compararea acestor două soluții pe baza termenului de recuperare, se determină soluția a cărei eficacitate economică este maximă.

Se va arăta mai departe modul de determinare a unei soluții, de exemplu a soluției care dă minimul de cheltuieli anuale. Se cunosc cantitățile resurselor pe centre de producție și necesarul de energie utilă pe feluri de energie și centre de consum.

Sînt cunoscute de asemenea cantitățile de energie care obligă la lanțuri energetice de un anumit tip. În afară de sursele de energie limitate sînt luate în considerare și surse de energie practic nelimitate cum ar fi, de exemplu, energia nucleară. De asemenea, se presupune că, printr-un studiu anterior, pentru fiecare lanț energetic au fost determinate caracteristicile optime, obținute prin amplasarea corespunzătoare a instalațiilor de transformare între centrul de producție și cel de consum.

Se utilizează următoarele notații :

— indicele (i) se referă la felul energiei utile ;

— indicele (j) se referă la centrul de consum ;

— indicele (k) se referă la tipul lanțului prin care se produce energia utilă (i) din energia primară (l) ;

— indicele (l) se referă la felul energiei primare ;

— indicele (m) se referă la centrul de producție ;

— $W_{i,j}$ consumul de energie utilă (i) în centrul de consum (j) ;

— $R_{l,m}$ resursa disponibilă (l) în centrul producător (m) ;

— $x_{i,j,k,l,m}$ cantitatea de energie utilă de felul (i), din centrul de consum (j), acoperită prin intermediul lanțului (k) din energia primară de felul (l), din centrul de consum (m) ;

— $a_{i,j,k,l,m}$ cheltuielile necesare pentru producerea unității de energie utilă în cazul definit de indicii i, j, k, l, m ;

— $b_{i,j,k,l,m}$ cantitatea de energie primară necesară pentru a produce unitatea de energie utilă în cazul definit de indicii i, j, k, l, m (mărime inversă randamentului lanțului energetic) ;

— $c_{i,j,k,l,m}$ cheltuielile de investiții necesare pentru producerea unității de energie utilă în cazul definit de indicii i, j, k, l, m.

Mărimile de mai sus pot lua valori mai mari sau egale cu 0.

Cheltuielile anuale necesare producerii cantității de energie utilă sînt date de expresia

$$C = \sum_i \sum_j \sum_k \sum_l \sum_m x_{i,j,k,l,m}\, a_{i,j,k,l,m} \qquad (1)$$

Între necunoscutele $x_{i,j,k,l,m}$ există două sisteme de ecuații de legătură rezultînd din principiul conservării energiei aplicat la energia utilă (2) și la energia primară (3), plus un număr de ecuații de legătură furnizate de

instalațiile energetice (4) : (de exemplu, raportul dintre cantitățile de cocs și gaz artificial furnizate de uzinele de gaz) :

$$\sum_k \sum_l \sum_m x_{i,j,k,l,m} = W_{i,j}, \tag{2}$$

$$\sum_i \sum_j \sum_k x_{i,j,k,l,m}\, b_{i,j,k,l,m} \leqslant R_{l,m} \tag{3}$$

$$\frac{x_{i',j',k,l,m}}{x_{i,j,k,l,m}} = \gamma. \tag{4}$$

Soluția de bilanț care realizează minimul de cheltuieli anuale este dată de sistemul de valori $x_{i,j,k,l,m}$, care fac minimă expresia (1). Găsirea extremului minim pentru o funcție liniară între variabilele căreia există un număr de funcții de legătură de forma (2), (3), (4), este o problemă de programare liniară pentru care au fost stabilite metodele de rezolvare.

Procedînd în mod analog, se obține soluția de bilanț conducînd la minimul cheltuielilor de investiție. Pentru aceasta este suficient ca în ecuația (1) să înlocuim coeficienții $a_{i,j,k,l,m}$ prin $c_{i,j,k,l,m}$. Fie C_1 și I_1 respectiv C_2 și I_2 cheltuielile anuale și cheltuielile de investiții corespunzătoare celor două soluții de bilanț. Soluția a cărei eficacitate economică este maximă, este aceea care conduce la minimul expresiei

$$y = C + \frac{I}{T_n}$$

unde T_n este termenul de recuperare normat.

Considerațiile de mai sus s-au bazat pe ipoteza că mărimile a, b, c sînt constante cu valori unice. Această ipoteză este respectată dacă se lucrează cu un număr de lanțuri energetice corespunzător numărului de instalații de același tip (cu aceeași funcție în bilanțul energetic) dar cu caracteristici tehnice și economice deosebite. Analiza valorilor practice ale coeficienților a, b, c ne arată, funcție de precizia dorită, în ce măsură trebuie să ținem seama de varietatea caracteristicilor instalațiilor.

CONCLUZII

Metoda propusă permite determinarea soluției bilanțului energetic de perspectivă, optimă din punct de vedere economic, ținînd seama de toate posibilitățile de realizare, ale unui astfel de bilanț.

Ea determină structura bilanțului de perspectivă, adică mărimea instalațiilor transformatoare și cantitățile diferitelor resurse, economic a fi exploatate la un moment dat.

Totodată, ea poate indica momentul intervenției energiei nucleare în economia energetică și puterea instalată în centralele nucleare.

Ca un rezultat secundar, se obține tendința obiectivă de variație a costului mediu al unității de energie utilă pe întreaga economie energetică.

Cantitatea de informații necesare rezolvării problemei, este în general mare. În funcție de precizia necesară se pot introduce anumite simplificări, care să nu altereze însă esența metodei. De exemplu, pentru determinarea caracteristicilor instalațiilor transformatoare, acestea pot fi cuprinse în grupe mai largi. Centrele de producere și consum a energiei trebuie însă bine individualizate, deoarece soluțiile obținute depind de pozițiile lor relative.

Utilizarea metodei propuse permite asigurarea unei folosiri mai eficace a investițiilor în economia energetică, ceea ce, după cum se știe, are mare importanță pentru economia noastră socialistă.

СООБРАЖЕНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНО ПЕРСПЕКТИВНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА

РЕЗЮМЕ

В статье представлен метод для аналитического определения оптимального экономического перспективного баланса, т.е. баланса, обеспечивающего в определенных технических и экономических условиях максимальную эффективность капиталовложений в энергетическом секторе народного хозяйства.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Цикл: природный газ — пар — тепло (производство тепла из природного газа посредством пара).

Рис. 2. — Цикл: уголь — пар { электроэнергия — механическая энергия; пар — тепло } (комбинированное производство механической энергии и тепла из угля посредством пара и электроэнергии).

Рис. 3. — Перспективный энергетический баланс.

CONSIDÉRATIONS SUR LE BILAN ÉNERGÉTIQUE EN PERSPECTIVE

RÉSUMÉ

L'auteur propose une méthode pour la détermination analytique du bilan en perspective, optimum du point de vue économique, c'est-à-dire du bilan assurant, dans des conditions techniques et économiques déterminées, l'efficacité maximum des investissements dans le domaine énergétique de l'économie nationale.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — La chaîne : gaz naturels — vapeur d'eau — chaleur (production de la chaleur au moyen des gaz naturels par l'intermédiaire de la vapeur).

Fig. 2. — La chaîne : charbon < vapeur — énergie électrique — énergie mécanique ; vapeur — chaleur

(production combinée d'énergie mécanique et de chaleur à partir du charbon, par l'intermédiaire de la vapeur et de l'énergie électrique).

Fig. 3. — Bilan énergétique en perspective.

SISTEM DE INDICI PENTRU DESCRIEREA CURBELOR DE SARCINĂ *)

DE

MIHAI PETCU

Curbele de sarcină constituie unul din punctele de plecare nu numai pentru stabilirea modului de exploatare a unui sistem existent ci și pentru calculele pe baza cărora se planifică dezvoltarea sistemelor energetice. De aceea, prognoza mărimilor care descriu regimul sarcinilor trebuie să fie făcută cu o precizie cît mai mare, fiind util ca în prealabil să se precizeze și să se sistematizeze aceste mărimi.

În cele ce urmează, se prezintă un sistem restrîns de indici care conține maximum de informații asupra regimului sarcinilor; el va putea fi utilizat într-o gamă largă de calcule, printre care și studii de prognoză de diferite grade.

Pentru Republica Populară Romînă, problema abordată este actuală, datorită atît necesităților curente de planificare a dezvoltării sistemelor electroenergetice ale țării, cît și preocupărilor din cadrul CAER.

VARIAȚIILE SARCINII **)

Sînt cunoscute cele trei tipuri de variații aproape periodice : zilnică, săptămînală și anuală, care se suprapun peste variația neperiodică, în general de creștere neîntreruptă, de la an la an.

Curba de sarcină reprezintă variația puterii momentane consumate în intervalul de 24 de ore al zilei

$$P = P(t) \qquad t \in [0,24] \tag{1}$$

*) Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică la data de 31 martie 1960.

**) În acest paragraf se introduc mărimile folosite pentru descrierea regimului sarcinilor.

energia consumată zilnic fiind

$$e_z = \int_0^{24} P(t)\, dt. \tag{2}$$

Diferențele sistematice care apar între curbele de sarcină ale zilelor de sărbătoare și cele ale zilelor de lucru determină variația săptămînală a sarcinii. Deosebirea nu provine numai din diferența dintre formele curbelor de sarcină privitoare la diferitele zile ale săptămînii; există și o diferență între energiile consumate zilnic, raporturile dintre ele avînd anumite valori caracteristice

$$K_S = \frac{e_S}{e_Z}, \qquad K_D = \frac{e_D}{e_Z}, \qquad K_L = \frac{e_L}{e_Z} \tag{3}$$

unde e_Z, e_D, e_L, e_S sînt valori particulare ale lui e_z ce reprezintă energia consumată respectiv în ziua de lucru normală, duminică, luni și ziua de sărbătoare.

Media lunară a energiei consumate în ziua de lucru normală

$$e = \bar{e}_Z$$

se poate calcula raportînd energia lunară E_l, la numărul de zile de lucru echivalente ale lunii N_l, care se obține ținînd seama de coeficienții de raportare (3) în funcție de succesiunea reală a zilelor de lucru și de sărbători din luna respectivă

$$e = \frac{E_l}{N_l}. \tag{4}$$

Cu ajutorul acestei mărimi e, se pot pune în evidență variațiile anuale și superanuale. Media mobilă cu un ecart de 12 luni a mediei lunare a energiei consumate în ziua de lucru normală, adică mărimea

$$\bar{e} = \frac{1}{12} \sum_{i}^{i+12} e \tag{5}$$

este degajată de influența anotimpurilor și indică numai creșterea continuă aperiodică, iar raportul

$$Y = \frac{e}{\bar{e}} \tag{6}$$

indică variația ritmică anuală datorită anotimpurilor.

Pentru descrierea variației superanuale pe o perioadă mai lungă se folosește mărimea e^*, energia medie a zilei de lucru în anul considerat, definită de relația

$$e^* = \frac{E_a}{N_a},$$

în care E_a reprezintă energia anuală, iar N_a este numărul de zile de lucru echivalente din anul respectiv, obținut ținînd seamă de coeficienții de raportare (3), $N_a = \sum_1^{12} N_l$. Mărimea e^* prezintă avantajul că nu este influențată de durata variabilă a anilor (aplicînd coeficienții de raportare (3), se obțin valori N_a diferite de la un an la altul, datorită nu numai anilor bisecți ci și combinațiilor diferite de sărbători din fiecare an). Valorile e^* se succed ca termenii unei progresii geometrice cu rația $r_n = \frac{e_n^*}{e_{n+1}^*}$ (n = numărul anului), r_n fiind o variabilă aleatoare ale cărei valori au și o tendință de deplasare sistematică cu timpul.

Studiile actuale de dinamică [2], [3], [4] se referă direct la mărimile E_a și respectiv $R_n = \frac{E_n}{E_{n-1}}$, deși utilizarea mărimilor e^* și r_n prezintă avantaje evidente permițînd o îmbunătățire a preciziei prognozelor. Procedeul de calcul al valorilor N_l și N_a este pur mecanic, neprezentînd dificultăți. Este adevărat însă că îmbunătățirea preciziei prognozelor obținută pe această cale nu este prea importantă (diferențele între valorile N_a sînt de ordinul 0,3%).

NATURA STATISTICĂ A SARCINII

Sarcina unui sistem electroenergetic rezultă din însumarea consumurilor individuale momentane ale receptorilor conectați la rețea. Receptorii sînt foarte diferiți între ei, putînd fi totuși grupați în g grupe considerate omogene.

Considerînd un receptor de tipul cel mai simplu, care admite două regimuri de lucru: deconectat sau conectat și funcționînd cu puterea nominală, pentru fiecare moment al zilei există o valoare $p(t)$ a probabilității ca receptorul să fie conectat. Această valoare se poate determina, fie studiind comportarea receptorului la ora considerată într-un mare număr de zile, fie compor area la ora respectivă, a unui mare număr de receptori din aceeași grupă. Dacă grupa are m receptori, probabilitatea ca x dintre ei să fie simultan conectați este dată de legea binomială.

$$P(m, x) = C_m^x p^x (1-p)^{m-x},$$

analogia cu schema matematică a urnei lui Bernoulli fiind clară. Dacă m este foarte mare, conform teoremei lui Laplace, această repartiție binomială se apropie de repartiția normală. Printre cele g grupe omogene de receptori vor fi unele cu această lege de repartiție a consumului (dacă este îndeplinită condiția de independență a receptorilor) și vor fi altele cu alte legi de repartiție. Conform teoremei lui Liapunov, indiferent care ar fi legile de repartiție ale grupelor, dacă numărul de grupe g este suficient de mare, variabila sumă are repartiție normală.

Reprezentarea pe hîrtie probabilistică a funcției empirice de repartiție $\pi = P - \bar{P}$ obținută din 6 eșantioane luate din sarcinile reale ale

zonei Bucureşti în martie—aprilie 1959, verifică practic faptul că sarcina, la o anumită oră, este o variabilă aleatoare cu repartiţie normală.

π	f_e frecvenţa empirică	f frecvenţa teoretică	$\frac{(f_e-f)^2}{f}$
<-8	10	13,3	0,82
$-8\ldots-5$	9	10,8	0,3
$-5\ldots-3$	13	9,6	1,73
$-3\ldots-1$	15	10,7	1,21
$-1\ldots+1$	13	11,2	0,29
$+1\ldots+3$	11	10,7	0,008
$3\ldots\ 5$	6	9,6	1,35
$5\ldots\ 8$	12	10,8	1,33
>8	11	13,3	4,0
Σ	100		11,038

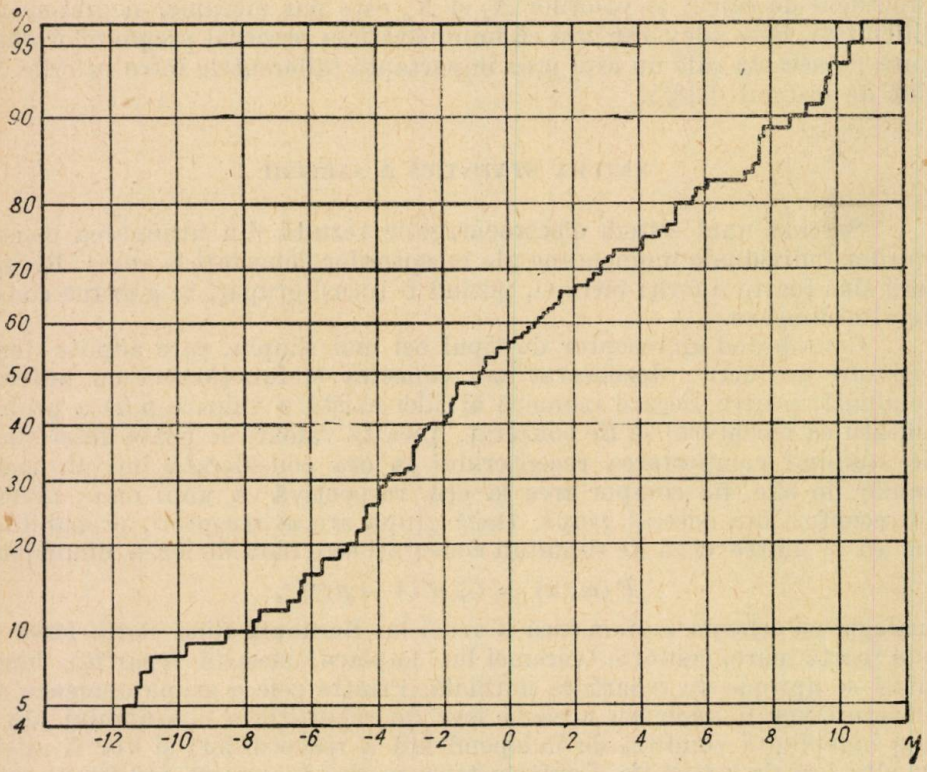


Fig. 1. — Funcţia empirică de repartiţie a abaterilor sarcinii de la media aritmetică pentru ora 10.

Diagrama se apropie foarte mult de o dreaptă. Controlul faptului că datele empirice sînt extrase dintr-o colectivitate normală s-a făcut aplicînd testul χ^2.

Valoarea $\chi^2 = 11{,}038$, obținută din datele de selecție, corespunde pragului de semnificație de 20%, ceea ce înseamnă că ipoteza de normalitate nu este infirmată de experiență.

Trebuie totuși făcută observația că în principiu, repartiția nu poate fi strict normală, deoarece valorile posibile ale unei variabile cu repartiție normală acoperă tot intervalul $(-\infty, +\infty)$, în timp ce valorile posibile ale sarcinii se găsesc în intervalul $(0, P_i)$, adică numai în domeniul valorilor pozitive mai mici decît puterea instalată totală P_i a sistemului.

CURBA DE SARCINĂ ZILNICĂ

Sarcina la o anumită oră fiind o variabilă aleatoare, curba clasică de sarcină, care dă variația puterii consumate în timpul de 24 ore, conține abaterile proprii fiecărei ore și nu se regăsește niciodată sub formă strict

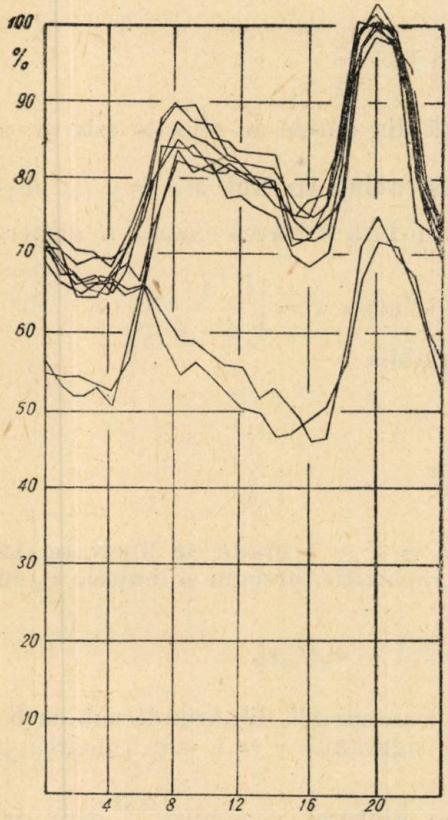


Fig. 2. — Curbe de sarcină ale unui sistem energetic în zile succesive.

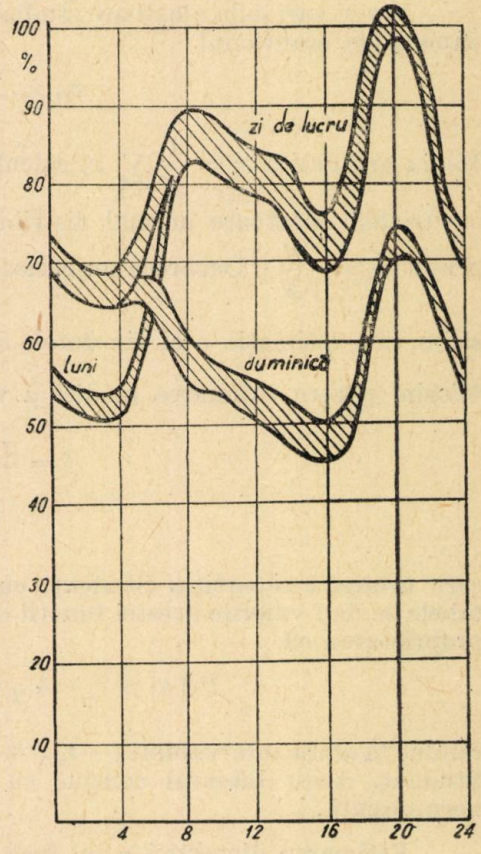


Fig. 3. — Benzile de fluctuație a curbelor de sarcină.

identică, așa cum rezultă și din examinarea figurii 2, în care sînt reprezentate nouă curbe de sarcină în zile succesive.

În aceste condiții, calculele nu se pot efectua pe baza unei curbe reale, considerată ca tipică, fiindcă aceasta este afectată de fluctuațiile pe care le prezintă sarcina ca mărime statistică. Trebuie ca sarcina să fie caracterizată în fiecare moment prin parametrii μ și σ, adică prin valoarea medie și prin dispersie, sau printr-o bandă în care se găsesc valorile realizate cu o anumită probabilitate și a cărei lățime depinde de probabilitatea ca sarcina să se găsească în interiorul ei.

În determinarea acestor parametri, perioada aleasă trebuie să fie suficient de scurtă, ca să nu intervină modificări sistematice ale curbei de sarcină, datorite variației lungimii zilelor, sau celorlalte cauze care determină variația în cursul anului (șirul de date reale luat în considerație nu poate depăși 20—25 valori). Din această cauză, parametrii repartiției teoretice din care considerăm că am extras un eșantion, trebuie estimați cu datele de selecție, ceea ce implică o anumită imprecizie de determinare.

Fie X variabila aleatoare studiată (sarcina la o anumită oră) din care cunoaștem eșantionul

$$x_1, x_2, \ldots, x_N.$$

Media aritmetică $\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} x_i$ calculată din datele de selecție este și ea o variabilă aleatoare normal distribuită, avînd centrul $M\bar{x} = \mu$ și dispersia $\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{N}}$. Deoarece nu cunoaștem însă valoarea exactă a dispersiei σ, ci o estimație a ei din datele de selecție $s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N} (x_i - \bar{x})^2}$, folosim pentru estimarea mediei μ variabila

$$t = \frac{\bar{x} - \mu}{\frac{s}{\sqrt{N}}},$$

care urmează repartiția Student, cu $n = N - 1$ grade de libertate. În tabele se dau valorile acestei funcții de repartiție, precum și limitele t_{nq} cu proprietatea că

$$P(|t| > t_{nq}) = q = 2[1 - S_n(t_{nq})],$$

rămîne în afara intervalului $(-t_{nq}, +t_{nq})$ numai $q\%$ din aria de sub curba Student. Acest interval conține cu o siguranță $\gamma = 1 - q$ valoarea μ necunoscută.

Estimarea dispersiei σ se face cu ajutorul variabilei $\frac{Ns^2}{\sigma^2}$ care urmează repartiția χ^2 cu $n = N - 1$ grade de libertate.

Trebuie subliniat că necunoașterea precisă a parametrilor μ și σ ai repartiției normale a variabilei X și necesitatea estimării lor cu ajutorul intervalelor confidențiale, nu afectează cu nimic normalitatea repartiției acestei variabile.

Pentru a obține forma curbei de sarcină zilnică, este necesar să se raporteze toate valorile μ și σ la valoarea vîrfului P_v sau a puterii medii P_m. Cu valorile astfel obținute se poate trece la reprezentarea topogramelor (tip munte de sarcină) pentru valorile μ și σ, pentru zilele de lucru și separat pentru cele de sărbătoare. Intervalele confidențiale pentru μ și σ permit netezirea curbelor de nivel.

Topogramele cu mărimi raportate prezintă, față de obișnuitul „munte de sarcină", avantajul că sînt o descriere numai a formei, independent de mărime și deci cu valabilitate pe mai mulți ani.

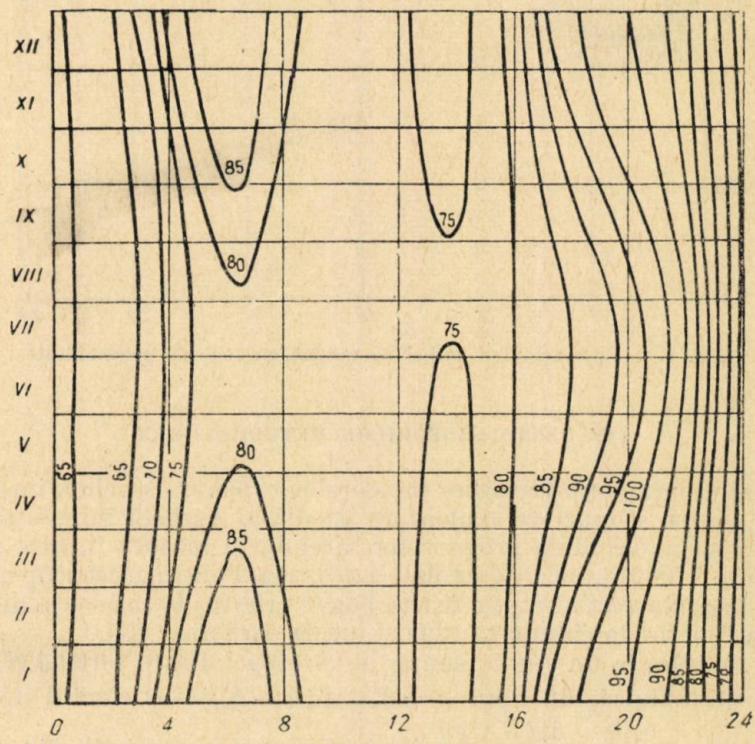


Fig. 4. — Topograma valorii medii μ pentru ziua de lucru normală.

Ca exemplu, în figura 4, se prezintă topograma valorii μ pentru ziua de lucru, a sistemului „Muntenia" în anul 1957. Valorile au fost raportate la P_v.

În figura 5 se reprezintă curba de sarcină prin benzi de probabilitate pentru zona Bucureşti, în luna martie 1959.

Se observă variaţia dispersiei în timpul celor 24 ore.

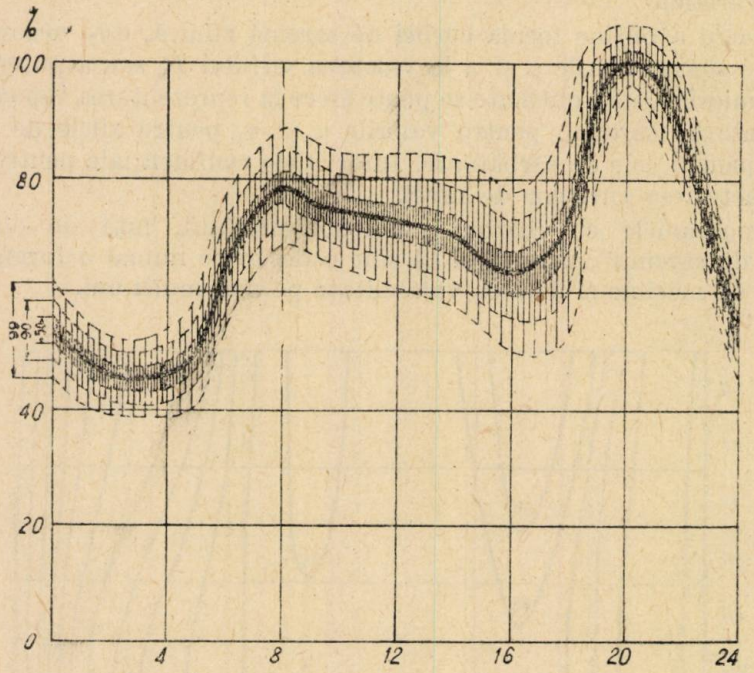


Fig. 5. — Reprezentarea curbei de sarcină cu zone de probabilitate.

INFLUENŢA FACTORILOR METEOROLOGICI

Studiul influenţei factorilor meteorologici asupra sarcinii, interesează mai ales pentru scopuri de exploatare imediată. Această influenţă interesează însă şi în stabilirea prognozelor sarcinii, în măsura în care permite o diminuare a fluctuaţiei necontrolate a acesteia. Pentru acest scop nu poate fi folosit însă materialul faptic foarte bogat privitor la influenţa diferiţilor factori în funcţie de circumstanţele şi ora la care apar [5].

Ne limităm la un studiu sumar al corelaţiei dintre sarcină şi temperatura medie zilnică, de tipul $x = \bar{x} + b(\theta - \bar{\theta})$. Coeficientul de regresiune este $b = \frac{\Sigma(\theta - \bar{\theta})(x - \bar{x})}{\Sigma(\theta - \bar{\theta})^2}$, iar coeficientul de corelaţie este $r = \sqrt{B}$, unde $B = b\frac{\Sigma(\theta - \bar{\theta})(x - \bar{x})}{\Sigma(x - \bar{x})^2}$. Pentru a aprecia tăria corelaţiei am testat asupra coeficientului de corelaţie cu ajutorul variabilei $t = \frac{r}{\sqrt{1 - B}}\sqrt{N - 2}$,

care are repartiție Student cu $N - 2$ grade de libertate, considerînd că valoarea lui r are semnificație numai dacă $t > t_{0,05}$. Efectuînd calcule asupra sistemului București, am constatat lipsa corelației în orele de

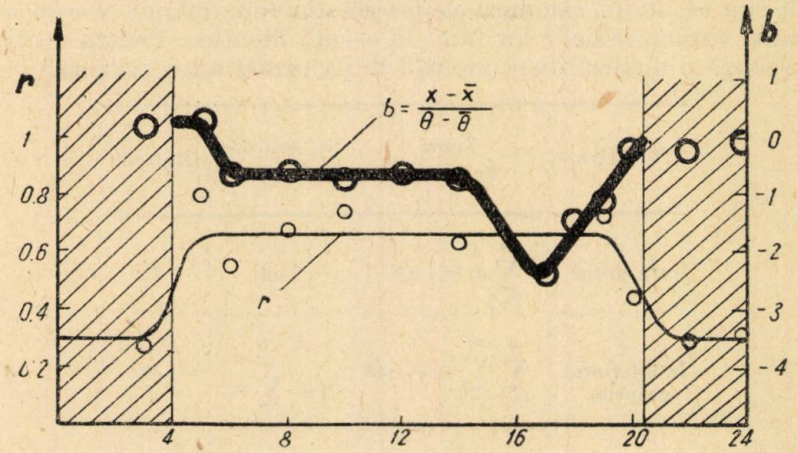


Fig. 6. — Parametrii corelației între sarcină și temperatura medie zilnică. Pentru coeficient de corelație $r < 0,45$ corelația nu e semnificativă.

noapte, fapt explicabil prin absența consumurilor pentru încălzirea electrică a clădirilor. În figura 6, sînt reprezentate mărimile r și b care caracterizează corelația sarcinii cu temperatura în cursul celor 24 ore.

VARIAȚIA SĂPTĂMÎNALĂ A SARCINILOR

Ciclul săptămînal de variație a sarcinii se caracterizează prin apariția unor sarcini reduse duminica și în noaptea spre luni. În celelalte 5 zile, programul de lucru fiind același, curbele de sarcină nu se deosebesc în mod sistematic. Cele 3 curbe de sarcină care ilustrează variația săptămînală se pot urmări în figura 3.

Pentru determinarea variațiilor sistematice ale sarcinii de la o zi la alta a săptămînii, se consideră valoarea energiei zilnice e_z. Separarea variațiilor săptămînale de celelalte variații, datorite sezoanelor sau schimbărilor meteorologice de durată mai lungă, se face trecînd la variabila

$$z = \frac{e_z}{\bar{e}_z}, \tag{7}$$

care conține numai variațiile săptămînale, în timp ce $\bar{e}_z$, media mobilă cu ecart de 7 zile, conține celelalte variații.

Notînd cu indicele i ($i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7$) zilele săptămînii, aflăm valorile medii pentru fiecare din aceste zile $\bar{z}_i = \frac{1}{n_i} \sum_{\nu=1}^{n_i} z_{i\nu}$, între care există

relația $\sum_{i=1}^{7} \bar{z}_i = 7$. Valorile $\bar{z}_i$ pentru zilele de lucru normale sînt foarte apropiate una de alta, pe cînd cele pentru duminică și luni diferă simțitor de celelalte. Se pune problema dacă diferențele mici între zilele de lucru normale sînt esențiale, sau dacă ele provin din volumul mic al eșantioanelor prelucrate, caracteristicile lor fiind în esență identice. Pentru a răspunde, este necesară o analiză dispersională după următoarea schemă :

Variația	Suma pătratelor	Nr. gradelor de libertate	Dispersia
Între grupe	$\sum_{i=2}^{6} n_i (\bar{z}_i - \bar{z})^2$	$5-1$	S_a^2
În interiorul grupelor	$\sum_{i=2}^{6} \sum_{\nu=1}^{n_i} (z_{i\nu} - \bar{z}_i)^2$	$N-5$ $N = \sum_{i=2}^{6} n_i$	S_r^2
Generală	$\sum_{i=2}^{6} \sum_{\nu=1}^{n_i} (z_{i\nu} - \bar{z})^2$	$N-1$	

Făcînd calculele pentru datele referitoare la sistemul București în luna martie 1959, se obțin următoarele valori :

0,003705	4	0,000926
0,00871	18	0,000484
0,012415	22	0,000564318

Ipoteza de egalitate a centrelor de grupare ale grupelor se verifică cu ajutorul testului

$$F = \frac{S_a^2}{S_r^2} = \frac{0,000926}{0,000484} = 1,9132,$$

care urmează repartiția F cu 4 și 18 grade de libertate. În tabela acestei funcții se găsește $F_{0,05} = 2,93$ și $F_{0,01} = 4,58$. Rezultă că variația între zilele de lucru ale săptămînii nu este semnificativă, ci se datorește erorilor de eșantionare. Dacă alegem această valoare comună a energiei în zilele de lucru normale ca unitate, coeficienții de raportare se calculează imediat

$$K_L = \frac{e_L}{e_Z} = \frac{\bar{z}_1}{\bar{z}_{26}} = 0,92796 \simeq 0,93,$$

$$K_D = \frac{e_D}{e_Z} = \frac{\bar{z}_7}{\bar{z}_{26}} = 0,66879 \simeq 0,67.$$

Pentru sistemul interconectat R.P.R. s-au obținut următoarele valori

		K_L	K_D
ianuarie februarie	1959	0,9404	0,7677
iunie iulie	1959	0,9316	0,7676
octombrie	1959	0,9385	0,7744

comparabile cu datele din literatură [6].

VARIAȚIA ANUALĂ A SARCINILOR

Pe baza coeficienților de raportare determinați din studiul variației săptămînale, se stabilește numărul de zile de lucru echivalente din fiecare lună N_i și de aici valoarea $e = \frac{E_i}{N_i}$. Valorile N_i sînt de ordinul 26...29,

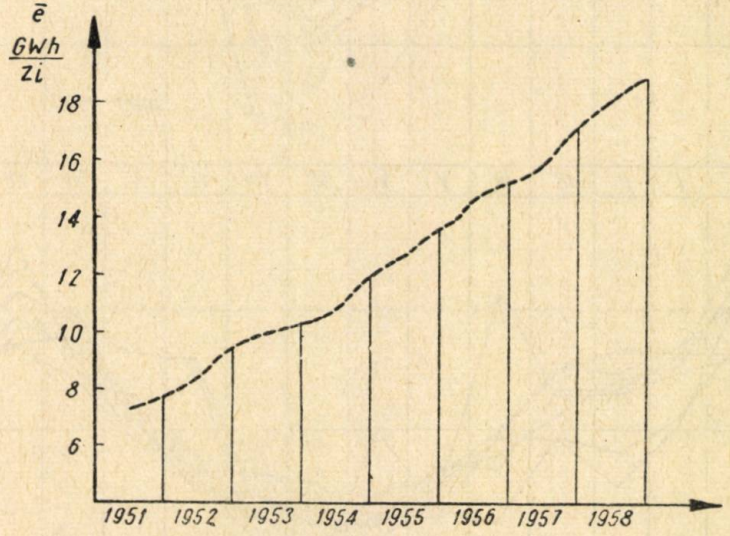


Fig. 7. — Media mobilă a energiei zilei de lucru normale ($\bar{e}$).

iar valorile anuale N_a sînt cuprinse între 341 și 342. Media mobilă cu ecart de 12 luni este reprezentată în figura 7. Se observă că ea e continuu crescătoare, prezentînd unele neregularități care însă nu sînt periodice, ci sînt determinate de conjunctura economică generală.

Variația periodică anuală este descrisă cu ajutorul mărimii $Y = \frac{e}{\bar{e}}$, reprezentată în figura 8, din care se constată că avem de-a face cu o situație

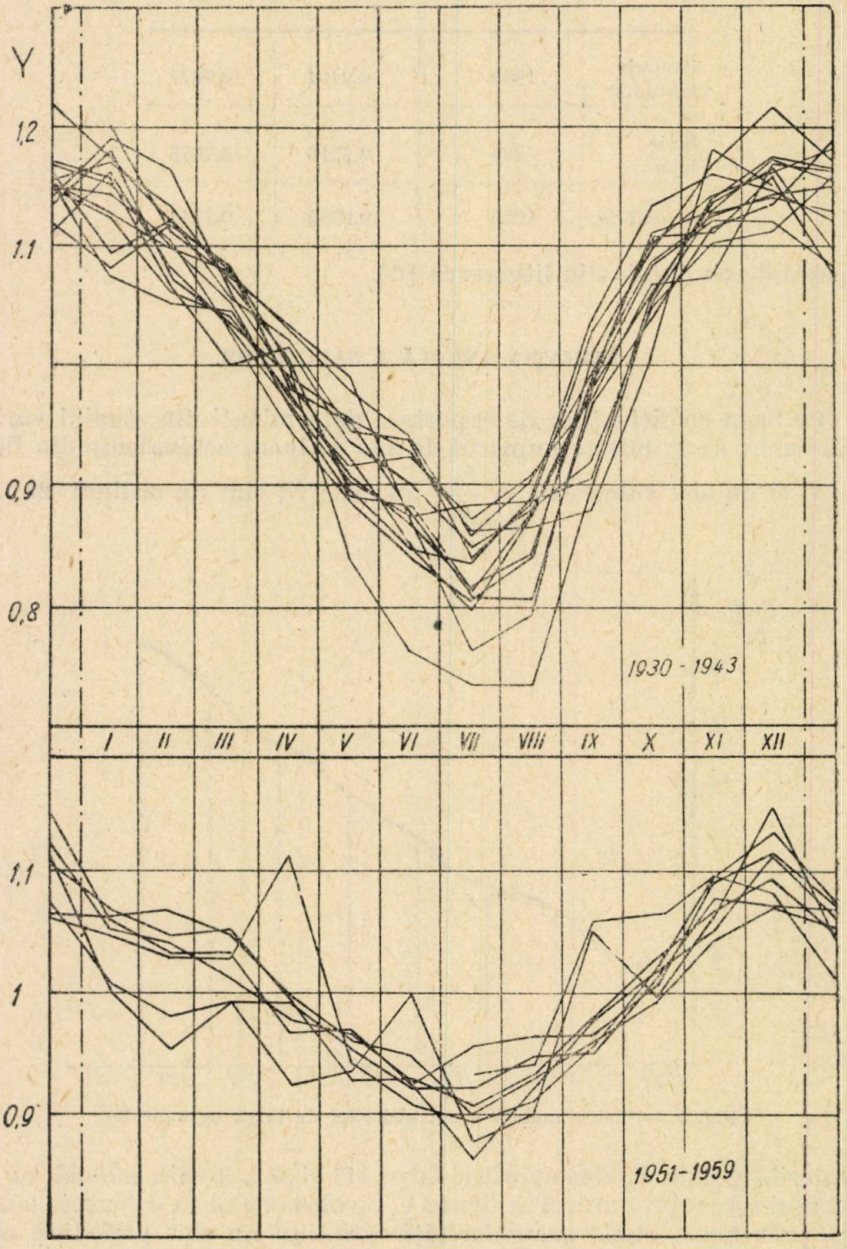


Fig. 8. — Variația anuală a sarcinii în ani succesivi.

similară celei întîlnite la studiul curbei de sarcină zilnice; curba reală se înscrie într-o bandă de fluctuație. Într-o anumită lună a anului, Y se comportă ca o variabilă aleatoare distribuită normal, fapt verificat cu ajutorul variabilei centrate $\Delta Y = Y - \overline{Y}$, prin același procedeu ca în cazul curbei de sarcină zilnice; $\overline{Y}$ fiind media valorilor Y pentru o anumită lună. Calculele au fost făcute cu datele pentru R.P.R. între anii 1951 și 1959 și cu datele pentru zona București între anii 1930 și 1943. Rezultatele sînt următoarele:

	București 1930—1943	R.P.R. 1951—1959
I	1,156	1,0508
II	1,083	1,0251
III	1,040	1,0243
IV	0,953	0,9961
V	0,930	0,952
VI	0,914	0,938
VII	0,863	0,9074
VIII	0,853	0,9314
IX	0,938	0,9886
X	1,016	1,0152
XI	1,122	1,0715
XII	1,150	1,1026

Se observă că curba de variație a sarcinii în timpul anului este mai aplatisată în cazul sistemului mare, care conține mai mulți consumatori industriali cu sarcină slab dependentă de anotimpuri. Notînd

$$y = Y - [1$$

obținem funcția centrală de variație a sarcinii în timpul anului. Valoarea maximă pozitivă a lui y este V_a. Atunci

$$y = V_a y^* \tag{8}$$

y^* reprezintă variația standard a sarcinii în timpul anului.

Figura 9 arată forma funcției $y^* = f(t)$ timpul t fiind exprimat în unghiuri (1 an $= 2\pi$). Pentru calcul, se poate utiliza formula următoare, cuprinzînd primele 3 armonice din dezvoltarea Fourier a funcțiunii

$$\begin{aligned} y^* \simeq\ & 0{,}0186 \sin \varphi + 1{,}073 \cos \varphi - \\ & - 0{,}1316 \sin 2\varphi - 0{,}0245 \cos 2\varphi + \\ & + 0{,}0297 \sin 3\varphi - 0{,}0039 \cos 3\varphi = \\ = 1{,}073 & \cos(\varphi - 1°) + 0{,}1338 \sin(2\varphi + 10°30') + 0{,}03 \sin(3\varphi - 7°30'). \end{aligned}$$

Pentru caracterizarea variabilității statistice în jurul alurii medii date de y^* se prelucrează variabila $\Delta Y = Y - \overline{Y}$. Estimînd cu ajutorul

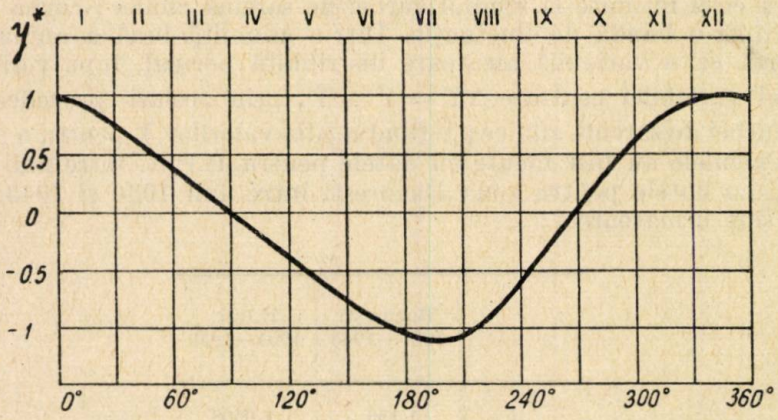


Fig. 9. — Funcția y^* : variația standard a sarcinii în timpul anului.

intervalelor confidențiale dispersiile acestei variabile pentru fiecare lună, se obțin următoarele rezultate :

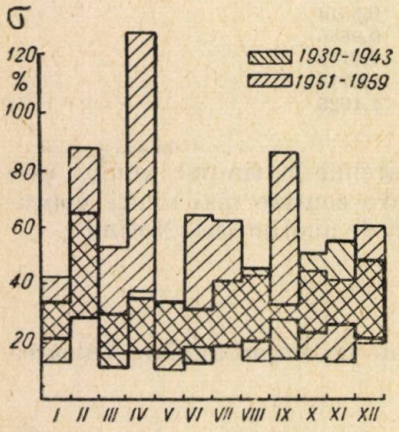


Fig. 10. — Intervale confidențiale pentru dispersia la y^*.

	București 1930—1943	R.P.R. 1951—1959
I	0,0306—0,0490	0,0122—0,0416
II	0,0433—0,00963	0,0257—0,0880
III	0,0197—0,0439	0,0155—0,0530
IV	0,0242—0,0538	0,0374—0,1280
V	0,0240—0,0532	0,0100—0,0340
VI	0,0205—0,0457	0,0191—0,0657
VII	0,0270—0,0600	0,0200—0,0618
VIII	0,0304—0,0676	0,0139—0,0430
IX	0,0213—0,0475	0,0279—0,0860
X	0,0337—0,0750	0,0145—0,0448
XI	0,0369—0,0820	0,0134—0,0414
XII	0,0324—0,0720	0,0198—0,0610

În figura 10 sînt reprezentate intervalele confidențiale care estimează dispersia corespunzătoare variabilei $y^* = \frac{y}{V_a}$, adică $Dy^* = D\frac{\Delta Y}{V_a}$.

Se poate constata că nu există o variație sistematică a dispersiei de-a lungul anului, variabilitatea intervalelor obținute datorîndu-se erorilor de eșantionare accidentale. Pentru variabila y^* dispersia estimată medie este, cu o bună aproximație, 0,3.

Cu ajutorul mărimilor indicate mai sus se poate determina valoarea energiei medii în ziua de lucru pentru o dată viitoare anumită. În acest scop, este însă necesar să se facă unele considerații asupra valorii V_a

(valoarea maximă pozitivă a lui y). În datele prelucrate, s-a constatat o mare stabilitate a acestei valori pe perioadele respective şi anume : pentru anii 1930—1943, $V_a = 0{,}15$, iar pentru anii 1951—1959, $V_a = 0{,}1$. Diferenţa se datoreşte nu evoluţiei între 1943 şi 1951, ci faptului că sistemele studiate sînt diferite ca structură. Sistemul Bucureşti (datele din anii 1930—1943) cuprinde un procent mai mare de consumatori casnici şi comunali, pe cînd sistemul R.P.R. conţine un procent mai mare de consumatori industriali, a căror funcţionare este mai puţin influenţată de schimbarea anotimpurilor. Deci, pentru calculele de prognoză, valoarea adoptată a lui V_a trebuie să se bazeze pe cunoaşterea structurii viitoare a consumatorilor din sistem, valoarea V_a putînd fi considerată staţionară cînd structura sistemului nu se schimbă.

CONCLUZII

Caracterul de mărime aleatoare pe care-l are sarcina, impune folosirea metodelor statisticii matematice, în descrierea corectă a regimului sarcinilor unui sistem electroenergetic. Mărimile necesare pentru caracterizarea regimului sarcinilor sînt următoarele :

— valorile mediilor mobile $\bar{e}$ continuu crescătoare în cursul anilor, determinate prin studiul dinamicii ritmurilor anuale de creştere, pe o perioadă suficient de lungă ;

— funcţia y^* care indică variaţia standard a sarcinii în timpul unui an, determinată prin studiul statistic pe un şir lung de ani ;

— valoarea V_a a abaterii maxime pozitive a sarcinii de la valoarea medie mobilă, valoare care se schimbă lent în funcţie de structura consumatorilor din sistem ;

— coeficienţii de raportare (3) calculaţi pentru zilele de luni, duminică şi diferite sărbători ;

— topogramele valorilor μ şi σ separat, pentru ziua de lucru, duminică şi luni, cu ajutorul cărora se pot construi curbele de sarcină cu zonele de probabilitate.

Pentru reducerea dispersiilor care caracterizează variabilitatea întîmplătoare a sarcinii, se pot utiliza corelaţii cu factori meteorologici. Aceste corelaţii sînt variabile în timpul zilei şi trebuie să fie determinate separat pentru fiecare oră.

Cu ajutorul mărimilor enumerate, se pot construi curbele clasate zilnice, săptămînale şi anuale, curbele integrale, curbele energiei de vîrf şi alte mărimi care ar fi necesare pentru calcule speciale, mărimi secundare, derivate din mărimile primare indicate mai sus.

Aproximarea directă, prin proceduri speciale, a mărimilor secundare prezintă interes pentru unele calcule, dacă mărimile primare nu au fost determinate. Altfel, va fi în orice caz preferabil să se deducă mărimile secundare din cele primare dar nu mărimile primare din cele secundare.

Cum prelucrarea statistică completă a curbelor de sarcină implică un mare volum de calcule numerice, este util să se pună la punct calculatoare speciale, adaptate acestui scop.

СИСТЕМА ИНДЕКСОВ ДЛЯ ОПИСАНИЯ КРИВЫХ НАГРУЗКИ

РЕЗЮМЕ

Учитывая значение предвидения режима нагрузок, разрабатывается сжатая система показателей, позволяющая описывать наиболее полно режим нагрузок электроэнергосистемы. С этой целью изменения разделяются по категориям: непериодическое, годовое, недельное, суточное — причем каждое из них характеризуется соответствующими показателями. Характер случайной величины нагрузки требует применения методов математической статистики при обработке данных, полученных в ходе эксплуатации энергосистем. Система статистических показателей представлена в настоящей работе на основании данных о некоторых энергосистемах РНР. Часть этих показателей представляет интерес и для других стран с подобной структурой потребителей энергии.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Эмпирическая функция распределения отклонений нагрузок от арифметического среднего значения для 10 часов дня.
Рис. 2. — Кривая нагрузки энергосистем в последовательных календарных днях.
Рис. 3. — Полосы колебания кривых нагрузки.
Рис. 4. — Топограмма средних значений μ для нормального рабочего дня.
Рис. 5. — Представление кривой нагрузки с зонами вероятности.
Рис. 6. — Параметры соотношения между нагрузкой и среднесуточной температурой. Для коэффициента корреляций $r < 0{,}45$ соотношение незначительно.
Рис. 7. — Среднее подвижное значение энергии в нормальном рабочем дне $(\overline{e})$.
Рис. 8. — Годовое изменение нагрузки в последовательных годах.
Рис. 9. — Функция y^*: стандартное изменение нагрузки в течение года.
Рис. 10. — Конфиденциальные промежутки для дисперсии при y^*.

SYSTÈME D'INDICES POUR LA DESCRIPTION DES COURBES DE CHARGE

RÉSUMÉ

En tenant compte de l'importance que présente la prévision du régime de charge, l'auteur a conçu un système restreint d'indices capable de décrire, aussi complètement que possible, le régime des charges d'un système électro-énergétique. A cette fin, il sépare les diverses catégories de variations — apériodique, annuelle, hebdomadaire et journalière — et les décrit, chacune, par leurs indices propres. Le caractère de grandeur aléatoire de la charge requiert l'emploi des méthodes de la statistique

mathématique pour l'étude des données fournies par l'exploitation des systèmes énergétiques. L'élaboration du système d'indices statistiques proposé par l'auteur est fondée sur les données relatives à certains systèmes énergétiques de la République Populaire Roumaine. Quelques-uns de ces indices sont également intéressants pour d'autres pays, ayant une structure analogue en ce qui concerne les consommateurs.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — La fonction empirique de répartition des écarts de la charge de la moyenne arithmétique à 10 h.
Fig. 2. — Courbes de charge d'un système énergétique pendant plusieurs jours successifs.
Fig. 3. — Bandes de fluctuation des courbes de charge.
Fig. 4. — Topogramme de la valeur moyenne μ pour une journée de travail ordinaire.
Fig. 5. — Représentation d'une courbe de charge à zones de probabilité.
Fig. 6. — Paramètres de la corrélation entre la charge et la température moyenne journalière. Si le coefficient de corrélation est $r < 0{,}45$, la corrélation n'est pas significative.
Fig. 7. — Moyenne mobile de l'énergie d'une journée de travail ordinaire (e).
Fig. 8. — Variation annuelle de la charge durant plusieurs années successives.
Fig. 9. — Fonction y^* : variation standard de la charge pendant une année.
Fig. 10. — Intervalles confidentiels pour la dispersion à y^*.

BIBLIOGRAFIE

1. M. WOLF, *Enzyklopädie der Energiewirtschaft zweiter Band : Belastungskurven und Dauerlinien in der elektrischen Elektrischen Energiewirtschaft.* Springer Verlag — Berlin, Gottingen, Heidelberg, 1959.
2. M. BERCOVICI, Cs. NAGY, S. MANEA, *Dezvoltarea producției și consumului de energie în R.P.R.* Energetica, *5* (1959).
3. I. SAPHIER, *Metode sintetice de stabilire a necesarului de energie în perspectivă.* Energetica, *3* (1960).
4. TH. MICLE CU, *Precizia prognozelor.* Studii și cercetări de energetică. X, *2* (1960).
5. S. KRZYCKI, *Influența condițiilor atmosferice asupra încărcării sistemelor energetice.* Energetyka (Varșovia) *5* (1954). (Trad. I.D.T., 1959).
6. Fr. WIESSERT, *Die Bewertung der einzelnen Wochentage beim statistischen Vergleich von Zahlenreihen.* Elwirtsch. *1* (1945).

DETERMINAREA REPARTIŢIEI TEMPERATURILOR DE PREÎNCĂLZIRE REGENERATIVĂ A APEI DE ALIMENTARE ÎN CENTRALE TERMOELECTRICE MODERNE *)

DE

D. GRECOV

În cazul aplicării supraîncălzirii intermediare a aburului în centrale termoelectrice cu parametrii iniţiali ridicaţi, o parte însemnată a prelevărilor de abur regenerativ se află în zona aburului cu grad mare de supraîncălzire, ceea ce atrage după sine o creştere a ireversibilităţii termodinamice în procesul de transfer de căldură ce are loc în instalaţia regenerativă a schemei termice.

Cînd parametrii iniţiali ai aburului sînt scăzuţi, se poate lua cu suficientă aproximaţie o repartiţie egală a creşterii entalpiei apei în preîncălzitorii regenerativi [1], [2], sau după alţi autori [3] se ia o repartiţie a temperaturilor corespunzătoare progresiei geometrice care este aproape identică cu metoda de repartiţie, conform căreia se ia o creştere egală a entropiei apei în preîncălzitori regenerativi.

Aplicarea parametrilor iniţiali ai aburului înalţi şi supracritici, precum şi a supraîncălzirii intermediare face însă ca, utilizarea acestor metode de repartiţie a temperaturilor apei de alimentare în instalaţia regenerativă, să nu mai corespundă unui minim al consumului specific de combustibil, deoarece gradul de supraîncălzire a aburului prelevat pentru instalaţia de regenerare este mare, fiind maxim în special imediat după aplicarea supraîncălzirii intermediare.

Utilizînd mai efectiv prelevările de abur cu grad de supraîncălzire mai mic, se poate mări randamentul termodinamic al instalaţiei termice în centrala termoelectrică, fără a fi necesare investiţii suplimentare.

Pentru a găsi repartiţia temperaturilor apei de alimentare în instalaţia regenerativă în cazul aplicării parametrilor înalţi şi a supraîncălzirii intermediare a aburului, repartiţie ce asigură un minim al consumului specific

*) Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică la data de 31 martie 1960.

de combustibil, analizăm cazul schemei regenerative cu preîncălzitori de suprafață și drenajul în cascadă și cu instalații de laminare a condensatului pentru care micșorarea entropiei aburului în instalația regenerativă se poate exprima prin relația [3]

$$\Delta S_r = \frac{C_{p1}(T - T_2)}{T_a^*} + \frac{C_{p2}(T_2 - T_3)}{T_2^*} + \ldots \frac{C_{pz}(T_z - T_k)}{T_z^*}, \qquad (1)$$

unde s-a notat:

$T_a^*, T_2^*, \ldots T_z^* °K$ — temperaturile medii termodinamice a aburului în procesul de cedare a căldurii în Z preîncălzitori regenerativi;

$T_a, T_2, \ldots T_z °K$ — temperaturile de preîncălzire a apei de alimentare în Z preîncălzitori regenerativi, în care T_a este temperatura finală de preîncălzire $T_a > T_2 > T_3 > \ldots > T_z > T_k$;

T_k °K — temperatura condensatului în condensator;

$C_{p1}, C_{p2} \ldots C_{pz}$ $\frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$ — căldurile specifice ale apei de alimentare în intervalele de temperaturi $T_a - T_2$, $T_2 - T_3, \ldots T_z - T_k$;

Z — — numărul de preîncălzitori regenerativi.

Considerînd o valoare medie a căldurii specifice a apei de alimentare în intervalul de temperaturi $T_a - T_k$,

$$C_{pa} = \frac{\bar{t}_a - \bar{t}_k}{t_a - t_k},$$

expresia (1) devine

$$\Delta sr = C_{pa}\left[\frac{T_a - T_2}{T_2^*} + \frac{T_2 - T_3}{T_2^*} + \ldots \frac{T_z - T_k}{T_z^*}\right]. \qquad (2)$$

Luînd în considerare că expresiile temperaturilor medii termodinamice ale aburului prelevat se poate exprima prin relația de forma

$$T_j^* = \frac{ij - \bar{t}j}{S_j - S_j'} \qquad (3)$$

unde: i_j $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ — entalpia aburului prelevat din priza regenerativă j;

$\bar{t}_j$ $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ — entalpia apei de alimentare în preîncălzitorul j, care coincide cu temperatura de saturație a aburului în priza j, dacă se neglijează căderea de temperatură ε la ieșire din preîncălzitor între apă și abur;

S_j, S_j' $\frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$ — entropia aburului din priză și a apei în stare de saturație pentru prelevarea j a aburului.

Se poate construi prin puncte, cunoscînd evoluția procesului de destindere a aburului în diagrama $i-S$, funcția $T_j^* = f(T_j)$ pentru para-

metri inițiali ai aburului fixați și pentru anumiți parametri ai aburului în procesul de supraîncălzire intermediară.

Astfel, în figură se dă dependența temperaturii medii termodinamice a aburului prelevat T_j^* funcție de temperatura apei de alimentare T_j, pentru parametrii inițiali ai aburului $p_0 = 200$ ata, $t_0 = 600°C$, cu supraîncălzire intermediară la 39/35 ata pînă la 560°C.

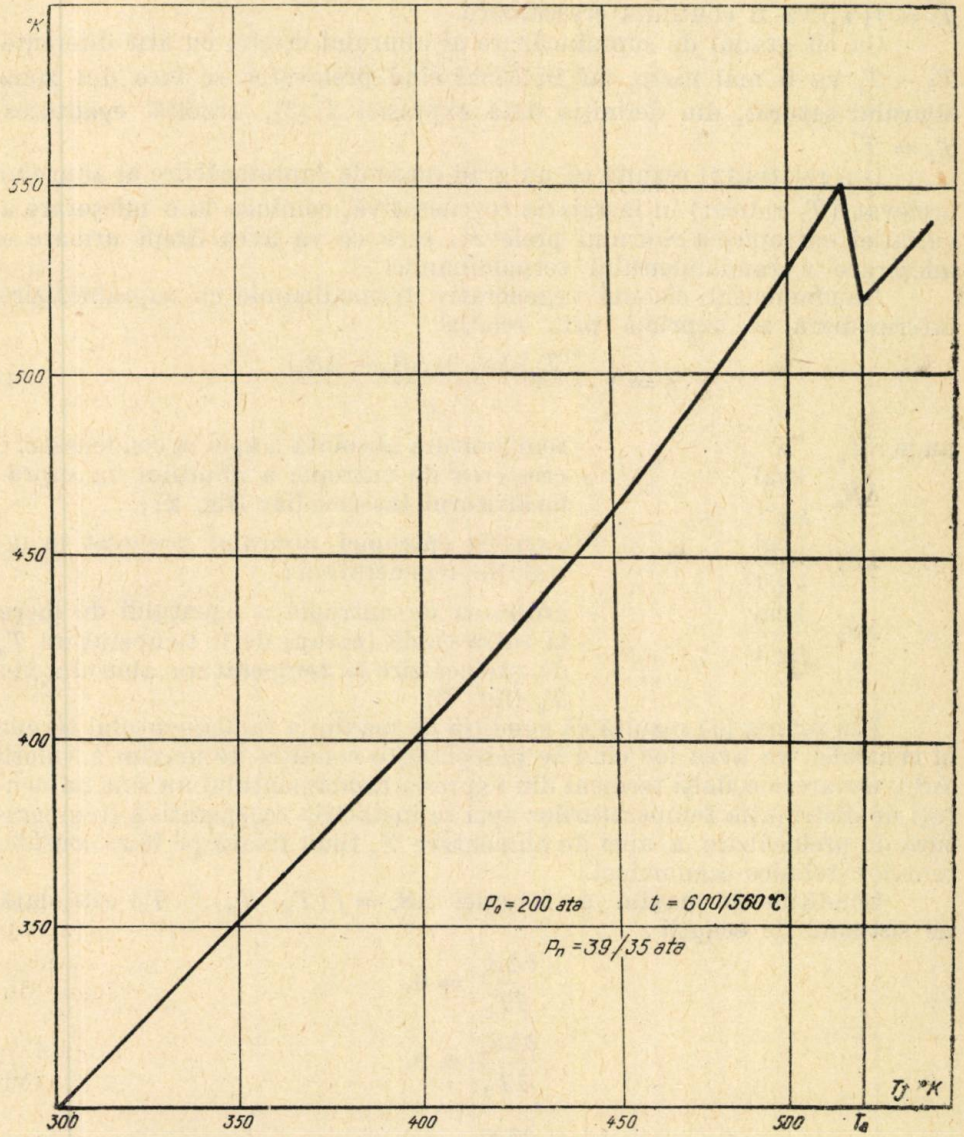


Fig. 1. — Dependența temperaturii termodinamice a aburului regenerator prelevat în funcție de temperatura apei de alimentare T_j.

Din examinarea figurii 1 rezultă că T_j^* creşte continuu cu creşterea lui T_j pînă se atinge temperatura apei ce corespunde stării de saturaţie la presiunea de supraîncălzire intermediară p_s; în acest punct funcţia $T_j^* = f(T_j)$ este discontinuă, din cauza că gradul de supraîncălzire al aburului prelevat scade brusc înainte de procesul de supraîncălzire intermediară.

În caz că supraîncălzirea intermediară nu se aplică, alura curbei $T_j^* = f(T_j)$ va fi continuu crescătoare.

Cu cît gradul de supraîncălzire al aburului creşte, cu atît diferenţa $T_j^* - T_j$ va fi mai mare, iar în cazul cînd prelevarea se face din zona aburului saturat, din definiţia dată expresiei T_j^* (3), rezultă egalitatea $T_j = T_j^*$.

Din relaţia (2) rezultă că un grad mare de supraîncălzire al aburului prelevat (T_j^* ridicat) în instalaţia regenerativă, conduce la o micşorare a variaţiei entropice a aburului prelevat, ceea ce va avea drept urmare o micşorare a randamentului termodinamic.

Randamentul ciclului regenerativ termodinamic cu supraîncălzire intermediară se exprimă prin relaţia

$$\eta = 1 - \frac{T_k(\Delta S_0 + \Delta S_n - \Delta S_r)}{q'} \tag{4}$$

unde : T_k °K — temperatura absolută a apei în condensator ;

ΔS_n $\frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$ — creşterea de entropie a aburului în supraîncălzitorul intermediar (fig. 2) ;

ΔS_r $\frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$ — variaţia entropiei aburului prelevat în instalaţia regenerativă ;

ΔS_0 $\frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$ — creşterea de entropie a agentului de lucru la sursa caldă (cazan) de la temperatura T_a de preîncălzire la temperatura aburului viu T_0 (fig. 2).

Din relaţia (4) rezultă că condiţia de maxim a randamentului termic al centralei, va avea loc cînd se îndeplineşte condiţia de maxim a valorii ΔS_r, deoarece ceilalţi termeni din expresia randamentului nu sînt influenţaţi de distribuţia temperaturilor apei în instalaţia regenerativă (temperatura de preîncălzire a apei de alimentare T_a fiind fixată pe baza considerentelor tehnico-economice).

Condiţiile de maxim a funcţiei $\Delta S_r = f(T_2, T_3, \ldots T_z)$ este dată de sistemul de ecuaţii :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta S_r}{\partial T_2} &= 0, \\ \frac{\partial \Delta S_r}{\partial T_3} &= 0, \\ &\cdots\cdots \\ \frac{\partial \Delta S_r}{\partial T_z} &= 0. \end{aligned} \tag{5}$$

Notînd valorile derivatelor $\frac{\partial T_2^*}{\partial T_2}, \frac{\partial T_3^*}{\partial T_3}, \ldots \frac{\partial T_z^*}{\partial T_z}$ respectiv cu $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \ldots \varepsilon_z$, valori ce se pot calcula cunoscînd alura curbei $T_j^* = f(T_j)$ sistemul (5) de ecuaţii devine

$$\begin{aligned}
\frac{T_2^*}{T_a^*} &= \frac{T_2^* - \varepsilon_2(T_2 - T_3)}{T_2^*}, \\
\frac{T^\star}{T_2^*} &= \frac{T_3^* - \varepsilon_3(T_3 - T_k)}{T_2^*}, \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots \\
\frac{T_2^*}{T_z^*} &= \frac{T_z^* - \varepsilon_z(T_z - T_k)}{T_z^*}.
\end{aligned} \tag{6}$$

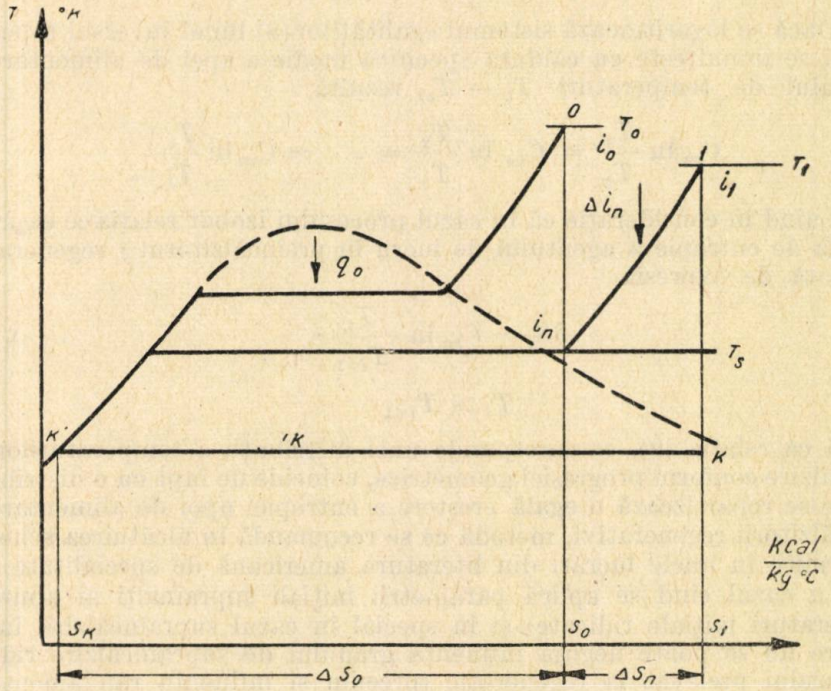


Fig. 2. — Ciclul termodinamic cu supraîncălzire intermediară a aburului în diagrama $T-S$.

Cînd parametrii iniţiali ai aburului sînt scăzuţi şi nu se aplică supraîncălzirea intermediară a aburului, gradul de supraîncălzire al aburului prelevat este foarte scăzut şi deci se poate lua cu suficientă aproximaţie

$$\begin{aligned}
T_1 = T_1^*,\ T_2 = T_2^* \ldots T_z = T_z^*, \\
\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \ldots = \varepsilon_z = 1.
\end{aligned} \tag{7}$$

Sistemul de ecuații (6), adoptînd egalitatea (7) conduce la o soluție cunoscută în literatură [3], [4], ce corespunde distribuției temperaturilor de preîncălzire conform progresiei geometrice.

Într-adevăr, înlocuind relațiile de egalitate (7) în (6) găsim

$$\frac{T_2}{T_a} = \frac{T_3}{T_2}; \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}; \quad \dots \frac{T_z}{T_{z-1}} = \frac{T_k}{T_z},$$

sau

$$\frac{T_2}{T_a} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} = \dots \frac{T_k}{T_z} = \left(\frac{T_k}{T_a}\right)^{1/z} \tag{8}$$

de unde rezultă că în acest caz, maximul randamentului termic va corespunde unei distribuții a temperaturilor de preîncălzire a apei de alimentare conform progresiei geometrice cu rația $\left(\frac{T_a}{T_k}\right)^{1/z}$.

Dacă se logaritmează sistemul egalităților (8) luînd inversul raporturilor și se înmulțește cu căldura specifică medie a apei de alimentare în intervalul de temperaturi $T_k - T_a$, rezultă

$$C_{pa} \ln \frac{T_a}{T_2} = C_{pa} \ln \frac{T_2}{T_3} = \dots = C_{pa} \ln \frac{T_z}{T_k}. \tag{9}$$

Luînd în considerație că în cazul procesului izobar relația ce exprimă variația de entropie a agentului de lucru în preîncălzitorul j regenerativ, este dată de expresia

$$\delta S_j = C_{pa} \ln \frac{T_j}{T_{j+1}}, \qquad T_j > T_{j+1} \tag{10}$$

rezultă că relația (9), ce corespunde unei distribuții a temperaturilor de preîncălzire conform progresiei geometrice, coincide de fapt cu o distribuție în care se repartizează o egală creștere a entropiei apoi de alimentare în preîncălzitorii regenerativi, metodă ce se recomandă în alcătuirea schemelor termice în unele lucrări din literatura americană de specialitate [5].

În cazul cînd se aplică parametrii inițiali supraînalți ai aburului (temperaturi inițiale ridicate) și în special în cazul supraîncălzirii intermediare nu se poate neglija influența gradului de supraîncălzire ridicat al aburului prelevat la regenerație (precum și influența randamentului relativ intern al turbinei asupra gradului de supraîncălzire al aburului).

În acest caz va trebui folosit sistemul de ecuații (6). Avînd în vedere că rezolvarea sistemului de ecuații (6) prezintă oarecare dificultăți, se poate în suficient de bună aproximație asimila curba $T_j^* = f(T_j)$ cu o linie dreaptă care trece prin origine, în care caz se poate scrie

$$\varepsilon_1 \cong \varepsilon_2 \cong \varepsilon_3 \cong \dots \cong \varepsilon_z,$$
$$\varepsilon_2 T_2 = T_2^*; \quad \varepsilon_3 T_3 \cong T_3^*; \quad \dots \varepsilon_z T_z = T_z^*. \tag{11}$$

Luînd în considerație relațiile (11), sistemul de ecuații (6) se simplifică

$$\frac{T_2^*}{T_a^*} = \frac{T_3^*}{T_2^*}; \frac{T_3^*}{T_2^*} = \frac{T_4^*}{T_3^*}; \ldots \frac{T_z^*}{T_{z-1}^*} = \frac{T_k}{T_z^*}, \tag{12}$$

sau

$$\frac{T_2^*}{T_a^*} = \frac{T_3^*}{T_2^*} = \ldots \frac{T_k}{T_z} = \left(\frac{T_k}{T_a^*}\right)^{1/z} \ldots \tag{12'}$$

Sistemul de egalități (12′) conduce la o rezolvare mai exactă a problemei distribuției temperaturilor apei de alimentare în instalația regenerativă, deoarece se ia în considerare gradul de supraîncălzire al aburului prelevat.

Cu ajutorul relației (12′) se poate calcula distribuția de temperaturi a apei de alimentare pe baza progresiei geometrice a temperaturilor medii termodinamice ale aburului prelevat.

Calculînd cu ajutorul relației (12′) temperaturile medii termodinamice ale aburului prelevat, T_a^*, T_2^*, ... T_z^* ce corespund minimului consumului specific de combustibil, se pot găsi cu ușurință valorile temperaturilor de preîncălzire a apei de alimentare, construind în prealabil curba $T_j^* = f(T_j)$ pentru parametri inițiali și de supraîncălzire intermediară fixați în prealabil pe baza considerentelor tehnico-economice.

Cu cît gradul de supraîncălzire al aburului prelevat va fi mai ridicat, cu atît temperatura apei de alimentare la ieșire din preîncălzitorul $j\,(T_j)$ va fi mai mică față de temperatura medie termodinamică de cedare a căldurii de către aburul prelevat din priza $j\,(T_j^*)$. Rezultă deci că în cazul unui grad mare de supraîncălzire al aburului prelevat, temperatura de preîncălzire a apei de alimentare va fi mult micșorată în raport cu distribuția de temperaturi conform căreia se ia o creștere egală a entropiei apei în preîncălzitorii regenerativi (relația (9)).

În cazul cînd gradul de supraîncălzire al aburului prelevat este mic, $T_j^* = T_j$, ceea ce va conduce la o distribuție a temperaturilor T_j conform relațiilor (8) sau (9).

Pentru exemplificare se va face un calcul al distribuției optime a temperaturilor apei de alimentare în instalația regenerativă în cazul ciclului termodinamic cu parametrii inițiali ai aburului $p_0 = 200$ ata, $t = 600/560$°C, presiunea de supraîncălzire intermediară, $p_s = 39/35$ ata cu 8 preîncălzitori regenerativi, temperatura finală de preîncălzire $t_a = 247$°C.

Trasînd procesul de destindere al aburului în turbină în diagrama $i-s$ (considerînd o destindere izentropă a aburului, deoarece randamentul relativ intern al turbinei η_{oi} are o influență neglijabilă asupra distribuției optime a temperaturilor apei de alimentare), se poate calcula și trasa curba $T_j^* = f(T_j)$ pentru parametri ai aburului dați.

Temperatura medie termodinamică a aburului din prima prelevare T_a^* este aproape egală cu temperatura apei de alimentare T_a, deoarece gradul de supraîncălzire al aburului este neînsemnat (prelevarea aburului se face înainte de procesul de supraîncălzire intermediară), în timp ce pentru prelevările de abur regenerativ, situate în special imediat după procesul de supraîncălzire intermediară $T_j \gg T_j$.

Realizînd o distribuție a temperaturii medii termodinamice a aburului prelevat conform ecuației (12′) pentru intervalul de temperaturi fixat de la $T_k = 297$ °K la $T_j^* = 521$°K, se obțin valorile temperaturilor T_j^* și T_j și a preîncălzirii apei τ în preîncălzitorii regenerativi, valori ce se dau în tabela 1. După cum se observă din tabela 1, în cazul distribuției

Tabela 1

Preîncălzitor	Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
T_j^*	°K	521	485,67	452,74	422,04	393,42	366,54	341,68	318,51
T_j	°K	520	469,00	443	417	390	365	341,68	318,51
τ_j	$\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$	57,4	27,5	27	27,53	25,22	23,93	23,17	21,69

de temperaturi conform progresiei geometrice a valorilor T_j^*, ca urmare a gradului neuniform de supraîncălzire al aburului, preîncălzirea regenerativă a apei în primul preîncălzitor τ (aflat sub presiunea la care are loc procesul de supraîncălzire intermediară), va fi aproape de două ori mai mare decît pentru preîncălzitorii situați la presiuni inferioare ale prizelor de abur prelevat.

Remarcăm că pentru parametrii aleși în exemplul de calcul, în cazul cînd s-au neglijat fenomenele ireversibile în procesul de destindere al aburului în turbină, randamentul termodinamic al ciclului regenerativ cu supraîncălzire intermediară va fi $\eta = 0{,}54283$.

În cazul cînd se alege o distribuție de temperaturi în instalația regenerativă conform căreia se ia o creștere egală a entapliei apei în preîncălzitori (metodă preconizată de P e t e l i n [1], R u b i n s t e i n [2], larg utilată în cazul centralelor termoelectrice cu parametri scăzuți ai aburului) randamentul termodinamic pentru parametri inițiali identici ai aburului va fi $\eta = 0{,}541908$. Deci, cînd se ține seama de neuniformitatea gradului de supraîncălzire intermediară a aburului prelevat, se obține o creștere de randament de circa 0,17%, ceea ce reprezintă o valoare importantă, dacă ținem seama că este de același ordin de mărime cu creșterea de randament obținută prin introducerea unui nou preîncălzitor regenerativ în schema de regenerație.

Această creștere de randament este cu atît mai semnificativă, cu cît ea nu este legată de nici un fel de investiții suplimentare, putînd fi realizată numai pe baza unei alegeri mai judicioase a distribuției presiunilor aburului regenerativ prelevat.

În cazul cînd se face o distribuție a temperaturilor în preîncălzitori regenerativi conform ecuațiilor (8), randamentul obținut va fi de asemenea inferior randamentului obținut prin utilizarea ecuației (12'), ($\eta_t = 0{,}5425$).

F. Sporn [6] recomandă ca intervalul de temperaturi pentru preîncălzitorul aflat sub presiunea de supraîncălzire intermediară să fie dublu față de intervalul mediu de temperaturi luat pentru ceilalți preîncălzitori regenerativi. Pe baza acestui principiu s-au realizat schemele termice într-o serie de centrale termoelectrice în S.U.A. ca : Sporn, Berlington, Linden, Kanova etc.

În centralele termoelectrice franceze se utilizează larg schema termică principială propusă de Ricard [7] unde căldura de supraîncălzire a aburului prelevat după procesul de supraîncălzire intermediară se utilizează într-un preîncălzitor special (fig. 3, preîncălzitorul 5 bis).

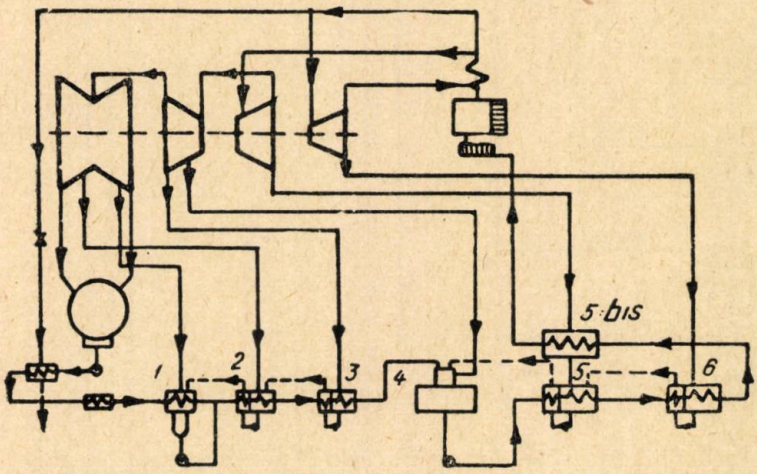


Fig. 3. — Schema termică a termocentralei Violaine (Franța).

La termocentrala Hüls [8] se utilizează căldura de supraîncălzire a aburului prelevat pentru a preîncălzi apa de alimentare pînă la 337°C, reușindu-se astfel ca gradul de supraîncălzire al aburului ce se trimite în preîncălzitorii regenerativi să fie mult coborît (fig. 4).

În acest caz temperatura medie termodinamică a aburului ce alimentează preîncălzitorii regenerativi T_j^* va fi foarte apropiată de temperatura apei de alimentare la ieșire din preîncălzitori T_j, ceea ce face posibil ca în acest caz să se adopte o distribuție optimă a temperaturilor conform relației (8).

O altă schemă termică mai rar aplicată, dar care ar putea rezolva complet problema eliminării pierderilor ireversibile prin fenomenul de transfer de căldură datorite aplicării supraîncălzirii intermediare, este schema arătată în figura 5.

Aburul necesar preîncălzirii regenerative a apei de alimentare, nu se trimite în supraîncălzitorul intermediar, el fiind îndreptat într-un

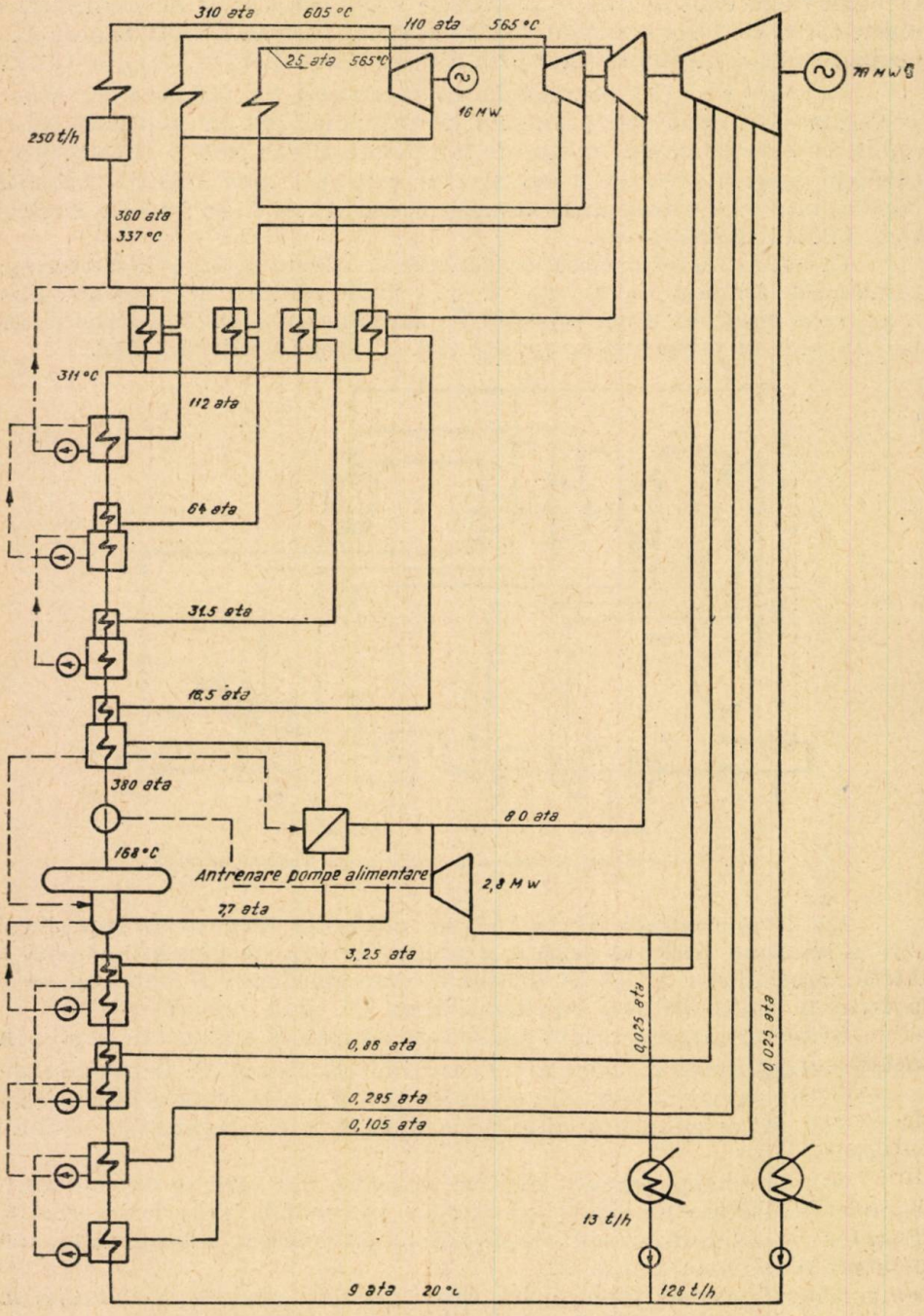


Fig. 4. — Schema termică a termocentralei Hüls (R.F.G.).

cilindru special (regenerativ) A al turbinei, ceea ce permite astfel să se obțină cu abur prelevat în prizele regenerative cu un grad de supraîncălzire neglijabil.

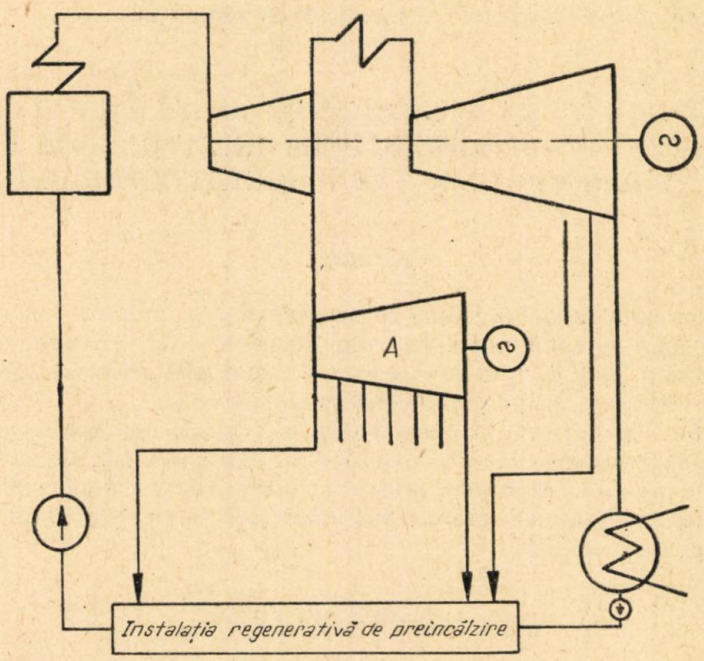


Fig. 5. — Schema termică principială care permite micșorarea pierderilor entropice în instalația de preîncălzire regenerativă a aburului.

CONCLUZII

Aplicarea parametrilor supraînalți și a procesului de supraîncălzire intermediară a aburului în centralele termoelectrice moderne, conduce la un grad mare de supraîncălzire a aburului prelevat la regenerație, ceea ce implică o creștere a pierderilor ireversibile prin transferul de căldură în instalația regenerativă a apei de alimentare.

Pentru a micșora aceste pierderi ireversibile, se poate aplica sistemul de ecuații (6) pe baza căruia se determină o distribuție optimă a temperaturilor apei de alimentare în instalația regenerativă, ecuații care țin seama direct de influența gradului diferit de supraîncălzire al aburului prelevat și care în condițiile unei aproximații suficiente liniarității funcției $T_j^* = f(T_j)$ conduce la o metodă simplă de determinare a distribuției temperaturilor de preîncălzire a apei de alimentare (conform acestei metode, temperaturile medii termodinamice ale aburului prelevat cresc în progresie geometrică).

Studiul schemelor termice ce se pot adopta în acest caz pentru a înlătura mai eficient efectul dăunător al unui grad de supraîncălzire ridicat al aburului prelevat în cazul aplicării procesului de supraîncălzire intermediară, conduce la o serie de soluții care se pot aplica în alcătuirea schemelor termice ale centralelor termoelectrice moderne.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ НА СОВРЕМЕННЫХ ТЕПЛОЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

РЕЗЮМЕ

Применение промежуточного перегрева, а также сверхвысоких начальных параметров пара на современных КЭС требует принятия некоторых мер для получения максимальной эффективности регенеративных установок для подогрева питательной воды.

В работе излагается простой метод для определения распределения температуры подогрева питательной воды в случае, когда регенеративные отборы пара турбины имеют разные степени перегрева. Указывается также ряд специальных решений для осуществления тепловой схемы современной КЭС.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Зависимость термодинамической температуры регенеративного отборного пара T_j^* от температуры питательной воды T_j.

Рис. 2. — Термодинамический цикл с промежуточным перегревом пара в диаграмме $T - S$.

Рис. 3. — Тепловая схема КЭС „Виолэн" (Франция).

Рис. 4. — Тепловая схема ТЭЦ „Гюльс" (Западная Германия).

Рис. 5. — Принципиальная тепловая схема, позволяющая уменьшить энтропийные потери в установке для регенеративного подогрева воды.

DÉTERMINATION DE LA RÉPARTITION DES TEMPÉRATURES DE RÉCHAUFFAGE RÉGÉNÉRATIF DE L'EAU D'ALIMENTATION DANS LES CENTRALES THERMO-ÉLECTRIQUES MODERNES

RÉSUMÉ

L'application de la surchauffe intermédiaire et des paramètres initiaux surélevés de la vapeur, dans les centrales thermoélectriques modernes, exigent certaines précautions si l'on veut obtenir l'efficacité maximum de l'installation de réchauffage régénératif de l'eau d'alimentation.

L'auteur propose une méthode simple pour déterminer la répartition des températures de réchauffage de l'eau d'alimentation, au cas où le degré de surchauffe de la vapeur prélevée aux prises régénératives de la turbine diffère beaucoup d'une prise à l'autre. Il indique, en outre, plusieurs solutions spéciales dont il faudra tenir compte dans la réalisation du schéma thermique d'une centrale thermoélectrique moderne.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — La température thermodynamique de la vapeur génératrice prélevée T_j^* en fonction de la température de l'eau d'alimentation T_j.

Fig. 2. — Cycle thermodynamique à surchauffe intermédiaire de la vapeur, dans le diagramme $T-S$.

Fig. 3. — Schéma thermique de la centrale thermique de Violaine (France).

Fig. 4. — Schéma thermique de la centrale thermique de Hüls (République Fédérale Allemande).

Fig. 5. — Schéma thermique de principe permettant de diminuer les pertes entropiques dans une installation de réchauffage régénératif de la vapeur.

BIBLIOGRAFIE

1. Г. Т. Петелин, *Регенеративный подогрев питательной воды.* 1932.
2. Е. М. Рубинштейн, *Исследования регенеративного процесса в паротурбинных установках*, Известия ВТИ, I, *9* (1929).
3. Д. П. Тохштейн, *Энтропийный метод расчета энергетических потерь*, 1951.
4. Д. Д. Калафати, *Основы теорий регенеративных циклов паротурбинных установок с промперегревом ТЕТ и бинарных циклов.* Труды МЕИ,, **XXV** (1955).
5. Bartels, Transactions of ASME, *5* (1955).
6. F. Sporn, Electrical World, **VII**, 86 (1956).
7. L. Ricard, La technique moderne, *3* (1956).
8. * * * *Energie für Chemie. Beitrage der chemische werke Hüls.* Energie heute, *2*, Wien, 1956.
9. Б. Е. Рыжкин, *Исследование параметров тепловых схем современных конденсационных электростанций и теплоэлектроцентралей.* Труды МЕИ, **XXV** (1955).
10. А. И. Андрюшенко, *Расчет оптимального распределения нагрева воды в верхних ступенях регенерации установок с промперегревом.* Сборник научных сообщений, **IV**, Саратов САДИ (1956).
11. Chambadale, *Le fractionnement du réchauffage de l'eau d'alimentation de chaudiers.* Chaleur et industrie, *207* (1937).

ASUPRA GENERALIZĂRII RELAŢIILOR DE CALCUL A ECONOMIEI RELATIVE DE COMBUSTIBIL CE SE POATE OBŢINE LA CUPTOARE*)

DE

VICTOR V. GHIA

1. GENERALITĂŢI

Ridicarea randamentului cuptoarelor cu flacără se poate face într-o măsură importantă, dacă se foloseşte la combustie aer preîncălzit sau se aplică arderea cu recirculaţie **).

Arderea cu aer preîncălzit se aplică în două situaţii specifice:

— cînd temperatura din focar are o valoare impusă, care dacă este depăşită, procesul tehnologic nu se mai desfăşoară în condiţii optime;

— cînd temperatura din focar poate depăşi valoarea care se obţine în cazul arderii obişnuite, aceasta fiind chiar o necesitate tehnologică.

Arderea cu recirculaţie se aplică de asemenea în două variante după cum aerul folosit la combustie se introduce în focar la temperatura ambiantă sau este preîncălzit.

Pentru evaluarea economiilor de combustibil ce se obţin faţă de arderea obişnuită ***), prin aplicarea celor patru variante de funcţionare menţionate, se dau în literatura de specialitate numeroase formule de calcul [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10].

*) Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică la data de 31 martie 1960.

**) Prin „ardere cu recirculaţie" se va înţelege arderea combustibilului la excesul de aer minim necesar combustiei complete, temperatura în focar fiind scăzută pînă la valoarea necesară, prin gaze luate de la evacuarea din cuptor, adică prin „gaze recirculate".

***) Prin „ardere obişnuită" se va înţelege arderea combustibilului în focarul cuptorului la un coeficient de exces de aer mai mare ca unitatea, combustibilul şi aerul folosit la combustie introducîndu-se la temperatura ambiantă.

Articolul își propune ca în primul rînd să stabilească o relație generalizatoare, din care prin particularizări simple să rezulte economiile relative de combustibil ce se obțin față de arderea obișnuită prin folosirea :

— arderii cu aer preîncălzit la un exces de aer egal sau diferit de valoarea pe care o are în cazul arderii obișnuite ;

— arderii cu recirculație la care aerul folosit la combustie are temperatura ambiantă sau este preîncălzit.

În continuare se va studia influența temperaturii de preîncălzire a aerului folosit la ardere, asupra variantelor de funcționare prezentate anterior, arătîndu-se și modul just de comparare din punctul de vedere al economicității.

2. DEDUCEREA RELAȚIEI GENERALE DE CALCUL

Într-un articol precedent [9] s-a propus pentru calculul economiei de combustibil, ce rezultă față de arderea obișnuită prin utilizarea arderii cu aer preîncălzit, formula

$$x_p = \frac{\alpha_p (I'_p - I'_a) - (\alpha_p - \alpha)(I'_e - I'_a)}{P_{ci} + I^p_a + \alpha_p (I'_p - I'_a) - I^p_e} 100, \qquad (1)$$

în care : α — coeficientul excesului de aer la care are loc arderea obișnuită ;

α_p — coeficientul excesului de aer la care are loc arderea cu aer preîncălzit ;

I'_e, I'_p, I'_a — entalpiile cantității teoretice de aer pentru ardere V_0, la temperaturile de evacuare din cuptor t_e, de preîncălzire t_p și mediului ambiant $t_a \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}\right)$; *)

I^p_e, I^p_a — entalpiile cantității de gaze ce rezultă prin arderea unității de combustibil la coeficientul de exces α_p, pentru temperaturile t_e, respectiv $t_a \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}\right)$.

Pentru deducerea relației (1) s-au folosit cîteva ipoteze care vor fi amintite mai jos. Astfel, se admite că, în cazul cînd în focar arderea se realizează cu aer preîncălzit sau cu aer avînd temperatura mediului ambiant (arderea obișnuită), temperaturile gazelor de ardere la evacuarea din focar — t_f, respectiv la evacuarea din spațiul de lucru t_e, au aceleași valori, iar combustibilul arde complet.

*) De obicei mărimile I'_e, I'_p, I'_a, I^p_e ... se referă la 1 Nm³ cînd se arde combustibilul gazos, sau la 1 kg cînd se folosește combustibil lichid sau solid.

De asemenea, se admit aceleași valori și pentru cantitățile de căldură cedate orar de gazele de ardere :

— produsului tehnologic (Q_{hu}),

— mediului ambiant (Q_{hp}),

iar arderea se consideră că are loc complet *).

În cele ce urmează se va arăta că relația care determină economia de combustibil x_{rp}, ce se obține față de arderea obișnuită prin utilizarea arderii cu recirculație la care aerul folosit la combustie se preîncălzește, este similară formulei (1).

Economia de combustibil relativă pentru această situație este

$$x_{rp} = \frac{Q_u^{rp} - Q_u}{Q_u^{rp}} 100. \tag{2}$$

Ținînd seama numai de elementele principale ale ecuațiilor de bilanț termic, căldurile utile cedate produsului tehnologic de unitatea de combustibil ars, sînt pentru cele două variante Q_u^{rp} și Q_u, unde

$$Q_u^{rp} = P_{ci} + I_a^r + \alpha_r (I_p' - I_a') - (I_e^r + Q_p^{rp} + Q_{pr}), \tag{3}$$

iar

$$Q_u = P_{ci} + I_a - (I_e + Q_p). \tag{4}$$

Semnificația mărimilor ce intervin în relațiile (3) și (4) este următoarea

α_r — coeficientul excesului de aer minim, la care arderea combustibilului este completă ;

I_a^r, I_e^r — entalpiile cantității de gaze ce rezultă prin arderea unității de combustibil la coeficientul de exces α_r, pentru temperaturile t_a și $t_e \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$;

I_a, I_e — entalpiile cantității de gaze V_g ce rezultă prin arderea unității de combustibil la coeficientul de exces, α pentru temperaturile t_a și $t_e \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$;

Q_p^{rp}, Q_p — căldurile pierdute din cuptor în mediul ambiant în cazul arderii cu recirculație, la care se preîncălzește aerul folosit la combustie și în cazul arderii obișnuite $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$;

Q_{pr} — căldura pierdută pe traseul de recirculare al gazelor de ardere $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$.

*) Această ipoteză introduce o aproximație neglijabilă în cazul combustibililor gazoși și lichizi care se folosesc cel mai des la cuptoare. Pentru combustibilii solizi care ard necorespunzător, vor trebui introduse corecții corespunzătoare. Totuși acești combustibili se folosesc rar la cuptoare.

Dacă se admite că pierderile orare de căldură din cuptor în mediul ambiant au aceeași valoare în ambele variante de funcționare, economia de combustibil x_{rp} se poate pune sub forma

$$x_{rp} = \frac{Q_e^{rp} - Q_e}{Q_e^{rp}} 100, \tag{5}$$

unde $Q_e^{rp} = Q_u^{rp} + Q_p^{rp}$, iar $Q_e = Q_u + Q_p$.

Ținînd seama de relațiile (3), (4) și neglijînd pierderile de căldură Q_{pr}, formula (5) devine

$$x_{rp} = \frac{\alpha_r \cdot (I_p' - I_a') + (\alpha - \alpha_r)(I_e' - I_a')}{P_{ci} + I_a^r + \alpha_r \cdot (I_p' - I_a') - I_e^r} 100. \tag{6}$$

Mărimea x_{rp} precizează în general economia de combustibil, brută.

Pentru obținerea economiei netă este necesar să se scadă din x_{rp} raportul dintre echivalentul în combustibilul consumat al energiei folosite pentru vechicularea gazelor recirculate și consumul orar de combustibil în cazul arderii obișnuite.

Dacă recirculația se efectuează cu un ventilator, așa cum se întîmplă în cazurile curente, diferența dintre economia de combustibil brută și netă este neglijabilă.

Din relația (6) se remarcă faptul că dacă $t_a = t_p$, adică nu se preîncălzește aerul folosit la ardere, economia de combustibil x_{rp} se micșorează devenind

$$x_r = \frac{(\alpha - \alpha_r)(I_e' - I_a')}{P_{ci} + I_a^r - I_e^r} 100. \tag{7}$$

Din examinarea relațiilor (1), (6) și (7) se observă că evaluarea economiei de combustibil se poate face cu suficientă precizie, — pentru toate cazurile examinate anterior — dintr-o singură relație de forma

$$x = \frac{\alpha_n \cdot (I_p' - I_a') - (\alpha_n - \alpha)(I_e' - I_a')}{P_{ci} + I_a^n + \alpha_n \cdot (I_p' - I_a') - I_e^n} 100. \tag{8}$$

Din formula (8) apar drept situații particulare :

a) Cazul arderii cu aer preîncălzit la care $\alpha_p = \alpha$

$$\alpha_n = \alpha,\ x = x_p,\ (I_a^n = I_a,\ I_e^n = I_e^p).$$

b) Cazul arderii cu aer preîncălzit la care $\alpha_p \neq \alpha$

$$\alpha_n = \alpha_p,\ x = x_p,\ (I_a^n = I_a^p,\ I_e^r = I_e^p).$$

c) Cazul arderii cu recirculație la care se preîncălzește aerul necesar arderii

$$\alpha_n = \alpha_r,\ x = x_{rp},\ (I_a^n = I_a^r,\ I_e^n = I_e^r).$$

d) Cazul arderii cu recirculație fără preîncălzire

$$\alpha_n = \alpha_r,\ x = x_r,\ t_p = t_a,\ (I_a^n = I_a^r,\ I_e^n = I_e^r).$$

Cazul a) este cel mai studiat în literatura de specialitate și corespunde situației cînd creșterea temperaturii din focar datorită introducerii aerului preîncălzit nu dăunează desfășurării optime a procesului tehnologic. Pentru această situație coeficientul excesului de aer α are aceeași valoare, atît la arderea obișnuită cît și la arderea cu aer preîncălzit, iar rezultatele sînt practic identice cu acelea care se obțin prin folosirea rezolvărilor utilizate în prezent [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7].

Cazul b) nu este studiat în literatura de specialitate.

Aceasta corespunde situației cînd pentru menținerea temperaturii la valoarea necesară desfășurării optime a procesului tehnologic, este necesară măririi coeficientului de exces, de la α la valoarea α_p.

Formulele pentru evaluarea mărimilor x_r și x_{rp} au o formă mai simplă decît rezolvările care s-au dat pînă acum [8], [9], fără ca precizia să scadă.

Dacă se neglijează entalpia aerului folosit la ardere și a combustibilului, așa cum se procedează în general, relația (8) capătă forma simplificată

$$x = \frac{\alpha_n I_p' - (\alpha_n - \alpha)\cdot I_e'}{P_{ci} + \alpha_n \cdot I_p' - I_e^n} 100. \tag{9}$$

Prin cîteva transformări simple, relația (9) se poate pune sub forma

$$x = \frac{\alpha \cdot I_p' - (\alpha_n - \alpha)(I_e' - I_p')}{P_{ci} + \alpha \cdot I_p' - I_e - (\alpha_n - \alpha)(I_e' - I_p')} \cdot 100. \tag{10}$$

Formula (10) precizează relativ ușor economia de combustibil x pentru cazurile expuse anterior, în funcție de entalpiile specifice, care pot fi evaluate cu suficientă precizie dintr-o diagramă i, t, valabilă pentru toți combustibilii uzuali.

Astfel, trebuie ținut seama că : $I_p' = V_0 i_p'$, $I_e' = V_0 i_e'$, $I_e = V_g i_e$.

Termenii i_e' și i_p' reprezintă entalpiile specifice ale aerului la temperaturile t_e și t_p, iar i_e precizează entalpia specifică a gazelor de ardere avînd compoziția corespunzătoare coeficientului de exces α, pentru temperatura t_e.

Pentru calculul economiei de combustibil x cu ajutorul relațiilor (9) sau (10) este necesar să se dea :

— puterea calorifică inferioară P_{ci},

— temperaturile t_e și t_p,

— coeficientul de exces de aer α, coeficientul de exces α_n alegîndu-se pe considerente empirice în cazul $\alpha_n = \alpha_r$, sau calculîndu-se cînd $\alpha_n = \alpha_p$;

— diagrama I, t pentru combustibilul folosit, sau diagrama i, t împreună cu cantitățile teoretice de aer pentru ardere și de gaze de ardere.

3. VALOAREA CEA MAI MARE A ECONOMIEI DE COMBUSTIBIL x

Pentru practică este de o deosebită importanță obținerea unei economii de combustibil cît mai mari. Pentru un cuptor funcționînd cu un anumit tip de combustibil, factorul principal care determină mărimea x este temperatura t_p.

De aceea se va căuta valoarea temperaturii t_p pentru care economia de combustibil prezintă un maximum. Pentru comoditatea rezolvării se va studia variația funcției $x = \varphi(t_p)$, precizată de relația (10), în care afară de t_p celelalte mărimi ce intervin se consideră constante.

Notînd cu

$$\begin{aligned} M &= \alpha \cdot I'_p - (\alpha_n - \alpha)(I'_e - I'_p) \quad \text{și} \\ N &= P_{ci} + \alpha \cdot I'_p - I_e - (\alpha_n - \alpha)(I'_e - I'_p) \end{aligned} \tag{11}$$

se obține $x = \dfrac{M}{N} \cdot 100.$

Derivînd relația (11) în raport cu t_p rezultă

$$\frac{dx}{dt_p} = \frac{\dfrac{dM}{dt_p}(N - M)}{N^2} \cdot 100. \tag{12}$$

și

$$\frac{d^2x}{dt_p^2} = \frac{N \cdot \dfrac{d^2M}{dt_p^2} - 2\left(\dfrac{dM}{dt_p}\right)^2}{N^3} \cdot (N - M) \cdot 100, \tag{13}$$

deoarece

$$\frac{dM}{dt_p} = \frac{dN}{dt_p} = \alpha \cdot \frac{dI'_p}{dt_p} - \frac{d\alpha_n}{dt_p}(I'_e - I'_p) + (\alpha_n - \alpha) \cdot \frac{dI'_p}{dt_p}.$$

Pentru comoditatea rezolvării, se poate considera că

$$\frac{dM}{dt_p} = C_{am} \cdot \frac{dM}{di'_p},$$

adică se admite constantă căldura specifică medie C_{am} a aerului între 0°C și t_p. Astfel, rezultă că

$$\frac{d^2M}{dt_p^2} = C_{am} \cdot \frac{d^2M}{di'^2_p},$$

pentru cazurile $\alpha_n = \alpha$ sau $\alpha_n = \alpha_r$, se poate scrie

$$\frac{dM}{dt_p} = \alpha \cdot V_0 \cdot C_{am} > 0 \quad \text{respectiv} \quad \frac{dM}{dt_p} = \alpha_r \cdot V_0 \cdot C_{am} + (\alpha - \alpha_r)(I'_e - I'_p) > 0.$$

Cum în relația (12) diferența $N - M$ nu depinde de t_p, iar numitorul ca și derivata $\frac{dM}{dt_p}$ fiind mereu pozitive, derivata $\frac{dx}{dt_p}$ este pozitivă pentru orice valoare a temperaturii $t_p \leqslant t_e$ astfel că funcția x este monoton crescătoare.

La această concluzie se poate ajunge și intuitiv, deoarece o dată cu creșterea temperaturii t_p se mărește și cantitatea de căldură introdusă în focar o dată cu aerul preîncălzit, fără ca să apară practic vreun fenomen care să acționeze în sens invers.

Derivata a doua în raport cu t_p a funcției x este negativă,

$$\frac{d^2x}{dt_p^2} = -\frac{2}{B^3}\left(\frac{dM}{dt_p}\right)^2 (N - M)\cdot 100,$$

deci concavitatea curbei este îndreptată către axa ox.

În cazul că α_n este o funcție de t_p, t_e și alți parametrii, problema se complică. În mod concret dacă $\alpha_n = \alpha_p$, iar $\alpha_p = \frac{\alpha \cdot i'_f}{i'_f - i'_p}$ *) se poate scrie

$$\frac{dM}{dt_p} = \alpha \cdot V_0 \cdot i'_f \cdot C_{am} \cdot \frac{i'_f - i'_e}{(i'_f - i'_p)^2},$$ deoarece $i'_f > i'_e$, iar $i'_f > i'_p$ astfel că $\frac{dx}{dt_p} > 0$.

În consecință și în această ecuație x crește continuu cu mărirea temperaturii t_p.

Din relația (12) se remarcă faptul că numitorul este mereu pozitiv, astfel că semnul derivației a doua $\frac{d^2x}{dt_p^2}$ depinde numai de semnul numărătorului.

Pentru comoditatea rezolvării, vom preciza semnul derivației a doua $\frac{d^2x}{di'^2_p}$ care este determinat de mărimea

$$A = N \cdot \frac{d^2M}{di'^2_p} - 2\left(\frac{dM}{di'_p}\right)^2. \qquad (14)$$

Prin o serie de transformări, termenii care intervin în relația (14) pot fi puși sub forma

$$N = V_g \cdot (i_0 - i_e) + \alpha \cdot V_0 \cdot i'_p \cdot \frac{i'_f - i'_e}{i'_f - i'_p} \qquad (15)$$

unde $i_0 = \frac{P_{ci}}{V_g}$, $\frac{dM}{di'_p} = \alpha \cdot V_0 \cdot i'_f \cdot \frac{i'_f - i'_e}{(i'_f - i'_p)^2}$, $\frac{d^2M}{di'^2_p} = 2\alpha \cdot V_0 \cdot i'_f \cdot \frac{i'_f - i'_e}{(i'_f - i'_p)^3}$.

Înlocuind valorile mărimilor de mai sus în relația (14) se obține

$$A = 2\alpha \cdot V_0 \cdot i'_f \cdot \frac{i'_f - i'_e}{(i'_f - i'_p)^4} \cdot [V_g \cdot (i_0 - i_e)(i'_f - i'_p) - \alpha \cdot V_0 (i'_f - i'_e)(i'_f - i'_p)] > 0.$$

*) Relația a fost dedusă în ipoteza că pierderile de căldură din focar în mediul ambiant au aceeași valoare, în cazurile arderii obișnuite și arderii cu aer preîncălzit [10].

Mărimea A este pozitivă, deoarece

$$i'_f > i'_e > i'_p,$$

$$\text{iar } V_g(i_0 - i_e)(i'_f - i'_p) > \alpha \cdot V_0 (i'_f - i'_e)(i'_f - i'_p),$$

deoarece $V_g > \alpha \cdot V_0$ și $(i_0 - i_e) > (i'_f - i'_e)$ pentru că $i_0 > i'_f$ și $i_e > i'_e$.

În consecință, curba care precizează variația lui x, în funcție de t_p pentru $\alpha_n = \alpha$, are concavitatea dispusă invers decît în situațiile $\alpha_n = \alpha$ și $\alpha_n = \alpha_r$.

În concluzie se poate spune că pentru majoritatea cazurilor practice economia de combustibil crește continuu cu t_p, deci nu prezintă un maxim, iar valoarea cea mai mare X se obține pentru $t_p = t_e$. Astfel, se poate scrie

$$X = \frac{\alpha \cdot I'_e}{P_{ci} + \alpha \cdot I'_e - I_e} \cdot 100. \tag{16}$$

Valoarea economiei X este teoretică, în mod practic nu se poate realiza un preîncălzitor de aer la care $t_p = t_e$. Din această cauză valoarea optimă a temperaturii de preîncălzire t_p se poate determina printr-un calcul tehnico-economic, sau este impusă de limitarea vitezei de ardere a combustibilului.

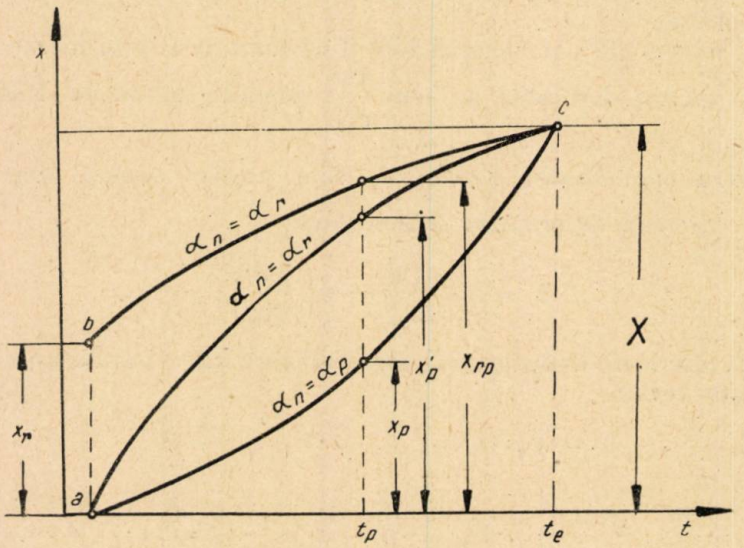


Fig. 1

Ultima situație se întîlnește la unele cuptoare alimentate cu combustibili gazoși, cu viteză de ardere mare și care prin creșterea exagerată a acesteia, datorită introducerii aerului preîncălzit, creează o neuniformitate de temperaturi prea mare în spațiul de lucru al cuptorului.

Reprezentarea grafică a variației mărimilor x_p, x'_p, x_{rp} este precizată în figura 1.

Se remarcă faptul că pentru $t_p = t_a$ (punctul a), adică nu se preîncălzește aerul necesar arderii x_p și x'_p au valori nule, iar x_{rp} devine x_r. Cea mai mare valoare a economiei de combustibil X precizată de punctul c, este aceeași pentru variantele de funcționare examinate.

Atunci cînd se compară, din punctul de vedere a economicității, arderea cu recirculație, la care aerul folosit la combustie se preîncălzește, în arderea cu aer preîncălzit este just să se considere diferența $x_{rp} - x_p$ și nu $x_{rp} - x'_p$, deoarece în ultimă variantă pentru menținerea temperaturii t_f la o valoare neschimbată este necesară arderea combustibilului la coeficientul de exces α_p.

Pe de altă parte se remarcă faptul că din punctul de vedere al economiei de combustibil, pe măsură ce temperatura t_p se apropie de t_e, eficacitatea recirculației gazelor de ardere scade.

4. CONCLUZII

În prima parte a lucrării se deduce o relație de calcul generalizatoare, din care prin particularizări simple rezultă economia de combustibil ce se obține față de arderea obișnuită în patru cazuri distincte: variantele arderii cu aer preîncălzit la un exces de aer egal (x'_p) sau diferit (x_p), de excesul la care are loc arderea obișnuită și variantele arderii cu recirculație la care aerul folosit la combustie se introduce preîncălzit (x_{rp}) sau la temperatura ambiantă (x_r).

Folosirea acestei relații generale de calcul a economiei relative de combustibil, prezintă următoarele avantaje:

— permite compararea rapidă a economicității funcționării cuptorului în diferite variante de lucru;

— permite evaluarea economiei de combustibil x_p pentru situația cînd $\alpha_p \neq \alpha$, caz nestudiat în literatura de specialitate;

— în cazul $\alpha_p = \alpha$ ajungîndu-se la aceleași rezultate cu formulele folosite de autorii menționați în bibliografie, permite totuși o rezolvare mai rapidă dacă se dispune de diagrama I, t^*).

Diagramele pentru calculul economiei de combustibil x'_p care sînt publicate, fiind valabile pentru anumiți combustibili, în general diferiți de cei folosiți în R.P.R., ar necesita construcția lor după metodele preconizate de autorii acestora;

— evaluarea economiilor de combustibil x_r și x_{rp} se poate face mai ușor decît din relațiile specificate în literatura de specialitate.

În partea a doua a articolului studiindu-se variația economiilor x_{rp}, x_p și x'_p, funcție de temperatura de preîncălzire t_p, se ajunge la concluzia că acestea cresc continuu cu t_p. Valoarea cea mai mare a economiei x în variantele de funcționare menționate este identică și se obține pentru $t_p = t_e$, care este însă un caz ipotetic, deoarece condițiile economice și

*) Se știe că în R.P.R. s-au construit diagrame I, t pentru combustibilii folosiți uzual pentru alte scopuri decît calculul economiei de combustibil.

tehnologice sînt limitative în acest sens. De asemenea se arată că pe măsură ce temperatura de preîncălzire se apropie de valoarea temperaturii de evacuare din cuptor, din punct de vedere economic, efectul recirculației gazelor de ardere se micșorează.

ОБ ОБОБЩЕНИИ РАСЧЕТНЫХ ОТНОШЕНИЙ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА, ПОЛУЧАЕМОЙ В ПЕЧАХ

РЕЗЮМЕ

В первой части статьи выводится обобщающее расчетное отношение, которое путем простых частных определений дает нам экономию топлива по сравнению с обычным горением для следующих четырех отдельных случаев:

— варианты горения с подогретым воздухом при его избытке, равном (x'_p) избытку воздуха, при котором имеет место обыкновенное горение, или отличающемся (x_p) от последнего, а также варианты горения с рециркуляцией, при которых воздух для горения вводится либо в подогретом виде (x_{rp}), либо при окружающей температуре (x_r).

Применение вышеуказанного обобщающего отношения для расчета относительной экономии топлива имеет следующие преимущества:

— позволяет быстро сравнивать экономичность работы печи при различных вариантах работы;

— позволяет оценивать экономию топлива (x_p) для случая, когда коэффициенты избытка воздуха различны ($\alpha_p \neq \alpha$) при горении с подогретым воздухом и обычном горении; между прочим, этот случай в технической литературе до сих пор еще не рассматривался;

— при $\alpha_p \neq \alpha$, когда получаются те же результаты, что и у авторов, указанных в библиографии, возможно все же более быстрое решение, если имеется диаграмма (I, t)*).

Диаграммы для расчета экономии топлива x'_p, которые опубликованы, будучи действительными для определенных сортов топлива, в общем отличных от применяемых в РНР, потребовали бы их построение по методам, рекомендуемым указанными авторами;

— оценку экономии топлива x_r и x_{rp} таким образом производить легче, чем по отношениям, указанным в технической литературе.

Во второй части статьи, изучив изменение экономии x_{rp}, x_p и x'_p в зависимости от температуры подогрева t_p, автор приходит к заключению, что эта экономия постоянно увеличивается с ростом значения t_p. Наибольшее значение экономии x идентично во всех вышеупомянутых вариантах работы и получается для $t_p = t_e$, что, однако, является

*) Как известно, в РНР диаграммы I, t для обычно применяемых видов топлива построены для иных целей, чем для расчета экономии топлива.

гипотетическим случаем, так как экономические и технологические условия налагают определенные ограничения в этом направлении. В заключение показывается, что по мере того, как температура подогрева приближается к значению температуры на выходе из печи t_e — с экономической точки зрения — эффект рециркуляции газов уменьшается.

SUR LA GÉNÉRALISATION DES RELATIONS POUR LE CALCUL DE L'ÉCONOMIE RELATIVE DE COMBUSTIBLE QUE L'ON PEUT OBTENIR DANS LES FOURS *)

RÉSUMÉ

Dans la première partie de l'article, l'auteur déduit une relation de calcul généralisatrice, permettant, par des particularisations simples, d'obtenir une économie sensible de combustible par rapport à la combustion ordinaire, dans quatre cas bien distincts, à savoir :

— les variantes de la combustion à air réchauffé avec un excès d'air égal (x'_p) ou différent (x_p) de l'excès utilisé dans la combustion usuelle et les variantes de la combustion à recirculation, où l'air employé à la combustion est introduit à l'état réchauffé (x_{rp}) ou à la température ambiante (x_r). L'utilisation de cette relation générale de calcul de l'économie relative de combustible présente les avantages suivants. Elle permet :

— de comparer rapidement les économies résultant du fonctionnement du four dans les diverses variantes de travail ;

— d'évaluer l'économie de combustible x_p dans le cas où le coefficient de l'excès d'air de la combustion à l'air réchauffé est différent de celui de la combustion ordinaire ($\alpha_p \neq \alpha$). C'est un cas qui n'est pas étudié dans la littérature de spécialité ;

— même au cas où $\alpha_p = \alpha$, et où les résultats sont les mêmes que ceux fournis par les formules utilisées par les auteurs mentionnés dans la bibliographie, d'obtenir une solution plus rapide en se servant du diagramme I, t.

Les diagrammes pour le calcul de l'économie de combustible x'_p, actuellement publiés, n'étant valables que pour certains combustibles, généralement autres que ceux utilisés dans la République Populaire Roumaine, seraient nécessairement construits selon les méthodes recommandées par leurs auteurs ;

— l'évaluation des économies de combustible x_r et x_{rp} peut être obtenue plus facilement que par les relations fournies par la littérature de spécialité.

*) On sait que dans la République Populaire Roumaine on a construit des diagrammes I, t pour les combustibles usuels, à d'autres fins que pour le calcul de l'économie de combustible.

Dans la seconde partie de l'article, l'auteur étudie la variation des économies x_{rp}, x_p et x'_p en fonction de la température de réchauffage t_p et arrive à la conclusion qu'elles augmentent toujours avec t_p. La valeur maximum de l'économie x, dans les variantes de fonctionnement mentionnées ci-dessus, est identique et correspond à $t_p = t_e$, qui n'est pourtant qu'un cas hypothétique, puisque les conditions économiques et technologiques sont limitatives en ce sens.

En outre, l'auteur montre qu'au fur et à mesure que la température de réchauffage se rapproche — du point de vue économique — de la valeur de la température d'évacuation du four t_e, l'effet de la recirculation des gaz de combustion diminue.

BIBLIOGRAFIE

1. И. М. РАФАЛОЧИЧ, *Тепловая экономичность и производительность пламенных печей.* Металлургиздат, Москва, 1947, 107.
2. D. M. MARTINOVSKI, N. S. POPOV, S. E. BARK, *Metode pentru calculul economiei de combustibil la cuptoarele cu flacără.* Economia de combustibil, *11*, 65—78 (1951).
3. W. TRINKS, *Les fours industriels.* Dunod, Paris, 1957, 233—236.
4. А. Я. МИХАЙЛЕНКО, Н. Е. ОСКИН, Б. Л. ГРАНОВСКИЙ, *Печи для цветных металлов.* Металлургиздат, 1946, 185—188.
5. Б. П. ТЕБЕНКОВ, *Рекуператоры для промышленных печей.* Металлургиздат, Москва, 1955, 11—17.
6. V. P. LINCEVSCHI, *Cuptoare de încălzire.* Ed. tehnică, 1952, 291—292.
7. W. HEILIGENSTAEDT, *Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen.* Verlag Stahleisen, 1941, 31—33.
8. S. ČERNOCH, *Anwendungsgebiete der Umwälzheizung.* Neue Hütte, März, 1958, 157—165.
9. M. S. MASLENICOV, *Recirculația gazelor la cuptoarele industriale.* Economia de combustibil, *5*, 54—65 (1952).
10. V. V. GHIA, *Calculul economiei de combustibil ce se obține prin utilizarea recuperatoarelor la cuptoare.* Studii și cercetări de energetică, *4*, 559—571 (1959).

ASUPRA UNEI METODE DE DETERMINARE A UMIDITĂŢII ÎN DOUĂ FAZE PRIN ÎNCĂLZIREA GAZULUI UMED*)

DE

V. PIMSNER şi I. CSERVENY

În anumite procese tehnice, un gaz este amestecat cu un fluid aflat atît în stare lichidă cît şi în stare de vapori ; în acest caz se impune fie eliminarea acestuia, fie menţinerea unei anumite umidităţi. În ambele cazuri este indispensabilă determinarea umidităţii gazului, adică a cantităţii totale de fluid prezentă în amestec. Determinarea umidităţii în două faze este puţin studiată pînă în prezent, de aceea, cînd în cadrul Institutului de energetică s-a trecut la cercetarea modului de eliminare a umidităţii gazelor naturale în vederea asigurării transportului la distanţe mari, a fost necesar să se elaboreze o metodă care să permită determinarea umidităţii în două faze.

Măsurarea umidităţii în două faze poate fi efectuată, cel puţin teoretic, prin aparatele clasice ca higrometru, psihrometru etc., dacă gazul este în prealabil încălzit pînă la completa vaporizare a fazei lichide. Se constată însă că, efectuînd încălzirea, nu mai este necesară utilizarea acestor aparate de măsură întrucît umiditatea poate fi determinată prin calcul dacă se cunosc parametri de stare ai fluidului înainte şi după ce a primit cantitatea de căldură stabilită.

Pe această constatare se bazează lucrarea de faţă care prezintă două soluţii : măsurarea discontinuă a umidităţii prin încălzirea unei anumite cantităţi prelevate de gaz umed şi măsurarea continuă prin încălzirea unui curent staţionar de gaz umed.

1. GAZUL UMED, RELAŢII DE CALCUL

Gazul sau amestecul de gaze, care conţine ca fază dispersă un lichid (eventual cristale) şi vaporii acestuia, va fi denumit în această lucrare „gaz cu umiditatea în două faze". Se va lua în consideraţie cazul particular cînd apa este substanţa prezentă în gaz sub formă de umiditate.

*) Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică la data de 31 martie 1960.

Starea amestecului poate fi caracterizată prin următoarele mărimi :

— Umiditatea totală (conținut total de apă)

$$d = \frac{G_{H_2O}}{G_{g.u.}} \cdot 10^3 \qquad (g_{H_2O}/kg_{g.u.}) \tag{1}$$

definită ca raportul dintre greutatea totală a apei (sub formă de vapori, picături și cristale) și greutatea gazului uscat.

— Umiditatea sub formă de vapori

$$d_{v.a.} = \frac{G_{v.a.}}{G_{g.u.}} \cdot 10^3 \qquad (g_{v.a.}/kg_{g.u.}). \tag{2}$$

— Umiditatea în stări condensate

$$d_{cond.} = \frac{G_{cond.}}{G_{g.u.}} \cdot 10^3 \qquad (g_{H_2O\ cond.}/kg_{g.u.}). \tag{3}$$

este greutatea apei în stări condensate*) raportată la greutatea gazului uscat.

Cele trei mărimi care caracterizează starea gazului cu umiditatea în două faze, sînt legate prin ecuația de bilanț a apei

$$d = d_{v.a.} + d_{cond.}, \tag{4}$$

(valabilă pentru gaz metan în afara domeniului de presiuni și temperaturi unde se pot forma hidrați).

Deoarece, pentru o temperatură și presiune dată a amestecului, valoarea $d_{v.a.}$ este o constantă, este suficientă cunoașterea uneia dintre mărimile d sau $d_{cond.}$ pentru a caracteriza umiditatea gazului.

Entalpia gazului umed în general (nu a fost stabilită o stare de echilibru) este dată de relația

$$I = i_{g.u.} + 10^{-3} d_{v.a.}\, i_{v.a.} + 10^{-3} \sum d_{cond.j}\, i_{cond.j} \left(\frac{kcal}{kg.g.n.} \right), \tag{5}$$

unde : $i_{g.u.}$ — entalpia gazului uscat ;

$i_{v.a.}$ — entalpia aburului supraîncălzit, la presiunea parțială și temperatura vaporilor ;

$i_{cond.}$ — entalpia picăturilor, respectiv cristalelor, la temperaturile lor.

După stabilirea echilibrului, la temperatura t a amestecului și presiunea totală $p_{am.}$ subsistă o singură fază condensată (exceptînd punctul triplu al apei) la această temperatură gazul umed fiind saturat cu vapori. În această situație

$$d_{v.a.} = 10^3 \frac{M_{v.a.}}{M_{g.u.}} \frac{p_s}{p_{am.} - p_s} \tag{6}$$

*) Pentru stări de echilibru — o singură stare condensată (exceptînd temperatura punctului triplu).

unde : p_s este presiunea de saturație la temperatura t,
$i_{v.a.} = i_t''$ entalpia aburului saturat uscat la temperatura t,
$i_{cond.} = i_t'$ entalpia lichidului (respectiv gheții) la temperatura t
și relația (5) devine

$$I = i_{g.u.} + 10^{-3} d_{v.a.} i_t'' + 10^{-3} d_{cond.} i_t' . \quad (7)$$

Introducînd căldura latentă de vaporizare (respectiv de sublimare) se obține relația

$$I = i_{g.u.} + 10^{-3} d_{v.a.} r_t + 10^{-3} d i_t' \quad (8)$$

în care apare explicit umiditatea totală.

La aplicarea relațiilor din acest capitol (1) pentru determinarea umidității gazului metan, sînt de făcut următoarele observații :

— Considerațiile de mai sus sînt valabile pentru amestecul a două fluide între care nu au loc reacții chimice. Metanul formează împreună cu apa (în prezența apei în fază lichidă) hidrați, în special $CH_4 . 7H_2O$. Formarea hidraților modifică bilanțul apei și este însoțită de efecte termice (căldură de formare).

Din această cauză, în domeniul presiunilor mari și temperaturilor joase, unde este posibilă formarea hidraților, relațiile de mai sus nu pot fi aplicate direct.

— Metanul nu este un gaz perfect ; pentru calcule precise trebuie să se țină cont de variația „compresibilității"

$$Z = \frac{PV}{RT}$$

cu presiunea și temperatura.

De asemenea amestecarea vaporilor de apă cu metan comprimat nu respectă strict legea lui Dalton. Umiditatea reală a gazului saturat cu vapori de apă este mai mare decît cea calculată ; abaterile cresc cu creșterea presiunii, scăderea temperaturii și cu creșterea conținutului de hidrocarburi grele.

2. DETERMINAREA UMIDITĂȚII TOTALE A GAZELOR PRIN ÎNCĂLZIRE

Încălzirea gazului care conține umiditatea în două faze produce prin vaporizarea, respectiv sublimarea, fazei condensate efecte care pot fi măsurate direct. Deoarece gazul umed este un amestec de două componente (apă și gaz umed), raportul creșterii presiunii în timpul încălzirii sub volum constant, sau căldura necesară pentru a mări temperatura gazului umed cu un număr de grade ; permit determinarea raportului cantitativ între cele două componente, deci a umidității gazului.

2.1. Determinarea umidității totale prin încălzirea unei cantități fixe de gaz umed (încălzirea unei probe de gaz umed sub volum constant).

Se consideră o anumită cantitate de gaz care conține vaporii saturați la temperatura inițială și apă în stare lichidă, care este apoi încălzită pînă la

o temperatură finală la care întreaga cantitate de apă este numai în stare de vapori.

Amestecul aflat în volumul V la temperatura t_0 şi presiunea (totală) p_0, conţine gaz metan, vapori de apă şi apă lichidă

$$p_0 = p_{0\,g.u.} + p_{0\,v.a.}, \tag{9}$$

presiunea vaporilor de apă, datorită prezenţei picăturilor este egală cu presiunea de saturaţie la temperatura t_0

$$p_{0\,v.a.} = p_s. \tag{10}$$

Amestecul de gaze şi vaporii ocupă numai o fracţiune din volumul total, restul fiind ocupat de apa lichidă.

$$V = V_{0\,am.} + V_{apă},$$

$$V_{0\,apă} = \vartheta'_0\, G_{apă},$$

$$G_{apă} = 10^{-3}\, dG_{g.u.} - V_{0\,am.}\, \gamma''_{0\,v.a.}, \tag{11}$$

$$G_{g.u.} = \gamma_{0\,g.u.}\, V_{0\,am.},$$

$$V_{0\,am.}\,(1 - \vartheta'_0\, \gamma''_{0v.a.} + 10^{-3}\, dv'_0\, \gamma_{0\,g.u.}) = V \tag{12}$$

După încălzirea sub volum constant, în timpul căreia şi presiunea parţială a gazului uscat va creşte,

$$p_{g.u.}\, V = G_{g.u.}\, RT,$$

$$p_{0\,g.u.}\, V_{0\,am.} = G_{g.u.}\, RT_0, \tag{13}$$

$$p_{g.u.} = p_{0\,g.u.}\, \frac{T}{T_0}\, \frac{V_{0\,am.}}{V}, \tag{14}$$

se va vaporiza întreaga cantitate de apă, în această situaţie umiditatea se va putea calcula cu formula (15)

$$d = 10^3\, \frac{M_{v.a.}}{M_{g.u}}\, \frac{p_{v.a.}}{p - p_{v.a.}}. \tag{15}$$

Folosind relaţiile (12), (14), (15) şi

$$p_{0\,g.u.} = p_0 - p_s \tag{16}$$

se obţine

$$d = 10^3\, \frac{M_{v.a.}}{M_{g.u.}} \cdot \frac{1 - \dfrac{p_0 - p_s}{p}\, \dfrac{T}{T_0} - v'_0 \gamma''_{0\,v.a.}}{\dfrac{p_0 - p_s}{p} \cdot \dfrac{T}{T_0} - \dfrac{M_{u.a.}}{M_{g.u.}}\, v'_0\, \gamma_{0\,CH_4}} \quad (g_{H_2O}/kg_{g.u.}). \tag{17}$$

Ţinînd seama de ordinele de mărime ale expresiilor,

$$\frac{M_{v.a.}}{M_{g.u.}}\, v'_0\, \gamma_{0\,g.u.} < 10^{-3}; \quad v'_0\, \gamma''_{0v.a.} < 10^{-5}.$$

Umiditatea poate fi calculată aproximativ cu formula

$$d \approx 10^3 \frac{M_{v.a.}}{M_{g.u.}} \frac{p\frac{T_0}{T} - (p_0 - p_s)}{(p_0 - p_s)}. \qquad (18)$$

Eroarea față de formula exactă este sub 0,2% dacă $d < 1000$ g/kg.

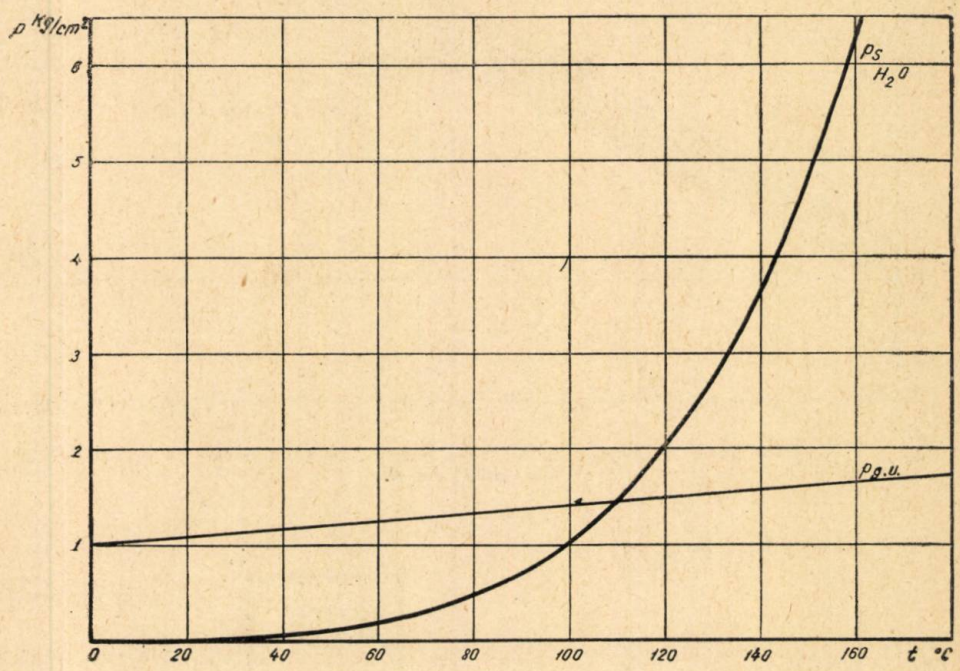


Fig. 1. — Variația presiunilor de saturație a apei și a presiunii unui gaz perfect încălzit sub volum constant.

Metoda este indicată în special cînd gazul antrenează o cantitate însemnată de apă sub formă de picături; acest fapt se poate observa și din figura 1, care prezintă variația presiunii de saturație a apei în comparație cu creșterea presiunii unui gaz perfect funcție de temperatură. Figura 2 prezintă variația presiunii amestecului încălzit la 150°C funcție de umiditate (presiunea variază linear cu d).

2.1.2. Determinarea umidității totale folosind un montaj diferențial.

Această variantă se bazează pe compararea probei de gaz umed (cu apă și în faza lichidă) cu gaz uscat sau umed (fig. 3).

După ce proba a fost luată se umple vasul de comparație cu metan la o presiune apropiată de p_0 apoi se încălzește unul din vase pînă la egalarea temperaturilor $t_0 = t_1$ (se poate încălzi vasul care conține proba, dacă umiditatea este suficient de mare) și în sfîrșit se egalează presiunile din cele două vase $\Delta p_0 = 0$.

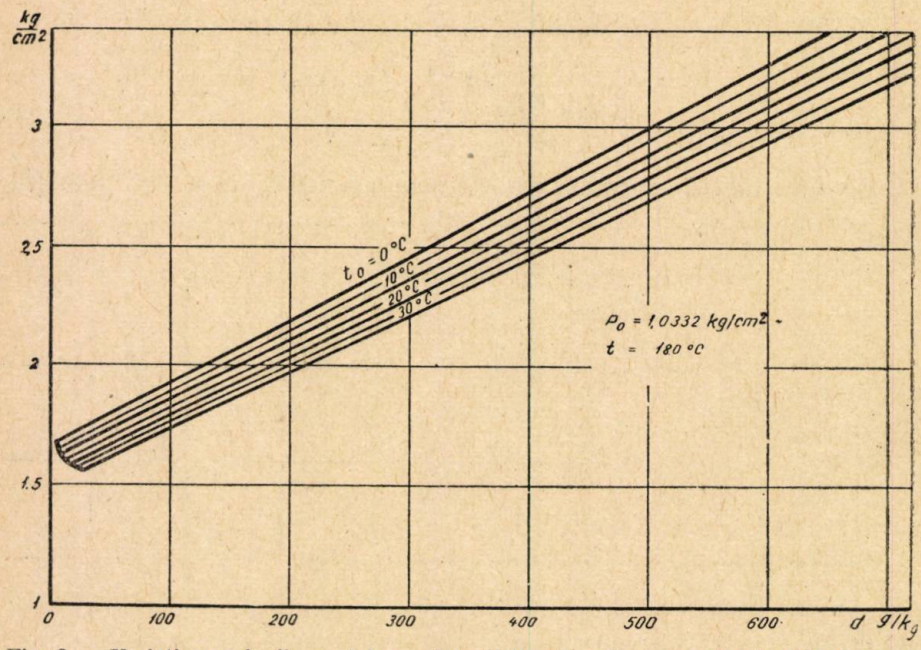


Fig. 2. — Variația presiunii gazului umed încălzit sub volum constant la 180° C funcție de umiditatea *d*.

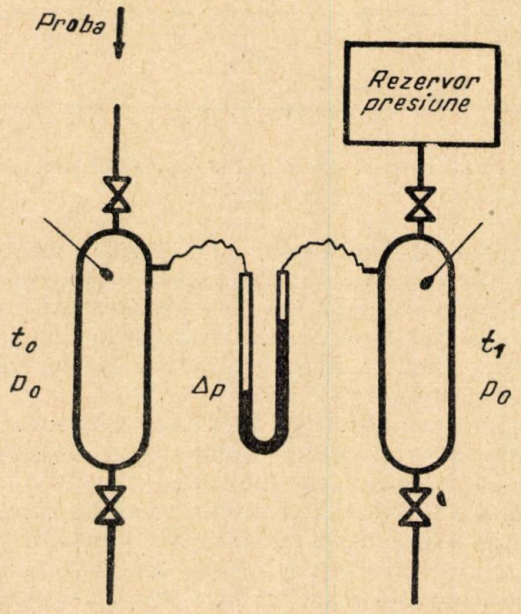


Fig. 3. — Metoda comparației.

Urmează încălzirea ambelor vase pînă la temperatura t, la care se citește diferența de presiune Δp indicată de manometru. Relațiile (19) și (20) permit calculul umidității în funcție de Δp și de raportul temperaturilor.

Umiditatea care a fost inițial în stare lichidă se poate calcula prin

$$d_{0ap\check{a}} = 10^3 \frac{M_{v.a.}}{M_{g.u}} \cdot \frac{\Delta p}{p_0 - p_{s_0}} \cdot \frac{T_0}{T}. \tag{19}$$

Umiditatea totală este dată de relația

$$d = 10^3 \frac{M_{v.a.}}{M_{g.u.}} \frac{\Delta p \dfrac{T_0}{T} + p_{s_0}}{p_0 - p_{s_0}}. \tag{20}$$

Această formulă permite aparent calculul umidității cu o eroare mai mică decît (7), dar intervin erori suplimentare datorită imposibilității de a egala exact temperaturile și presiunile între cele două vase care se compară. Întrucît și timpul necesar unei determinări crește datorită manevrelor suplimentare — este mai avantajoasă, cel puțin pentru umidități mari, varianta simplă a metodei prezentate.

2.2. Determinarea umidității totale prin încălzirea unui curent staționar de gaz umed. (Determinarea umidității prin încălzire la presiune constantă). Metoda constă în furnizarea unei cantități de căldură cunoscute curentului de gaz umed ; căldura servește în parte la vaporizarea picăturilor de apă, restul mărind temperatura amestecului. Cunoscînd temperaturile

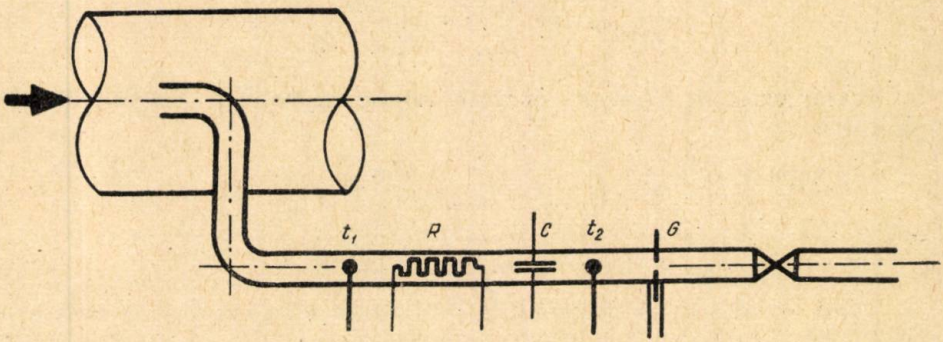


Fig. 4. — Încălzirea unui curent staționar de gaz umed.

curentului de gaz înainte și după încălzire și cantitatea de căldură cedată gazului — se poate calcula umiditatea lui. Pe baza acestui principiu se poate imagina un aparat de măsură, de exemplu conform schemei din figura 4.

Pentru deducerea unei relații de calcul sînt necesare următoarele ipoteze :

— gazul umed conține inițial apa numai în două faze — vapori și picături (sau cristale) ;

— în starea inițială există echilibru (stabil) între vapori şi faza condensată; deci se ştie şi care este faza condensată (lichidă sau solidă) ceea ce prezintă importanță, deoarece căldurile latente de vaporizare şi sublimare diferă;

— aparatul este parcurs la viteze suficient de mici pentru a permite stabilirea unei stări finale de echilibru;

— vaporizarea este completă; în starea finală întreaga cantitate de apă este sub formă de vapori supraîncălziți.

În decursul procesului de încălzire umiditatea totală rămîne neschimbată (d = const) acest lucru rezultă din bilanțul material

$$G_{1\,apă} = G_{1\,v.a.} + G_{1\,cond.} = G_{2\,v.a.},$$

$$G_{1\,g.u.} = G_{2\,g.u.}. \tag{21}$$

Conservarea energiei se exprimă prin relația

$$G_{c.a.}(I_2 - I_1) = 0{,}860\ (W - W_p) \tag{22}$$

unde: W [W] — căldura dezvoltată în rezistența electrică,
W_p[W] — cantitatea de căldură pierdută prin izolația termică a aparatului,
$G_{g.u.}$[kg$_{g.u.}$/oră] — debitul de gaz uscat,

$$I_2 = i_{2\,g.u.} + 10^{-3}\, d \cdot i_{2\,v.a.} \quad (\text{kcal/kg.}_{g.u.}), \tag{23}$$

$$I_1 = i_{1\,g.u.} + 10^{-3}\, d_{1\,v.a.}\, r_{t_1} + 10^{-3}\, d \cdot i'_1, \tag{8}$$

$$d_{1\,v.a.} = 10^3 \frac{M_{v.a.}}{M_{g.u.}} \cdot \frac{p_{st_1}}{p_{am.} - p_{st_1}}. \tag{15}$$

Introducînd în bilanțul energetic aceste expresii, se poate explicita umiditatea

$$d = 10^3 \frac{\dfrac{0{,}860\,(W - W_p)}{G_{g.u.}} - (i_{2\,g.u.} - i_{1\,g.u.}) + \dfrac{M_{v.a.}}{M_{g.u.}} \cdot \dfrac{p_{st_1}}{p_{am.} - p_{st_1}} \cdot r_{t_1}}{i_{2\,v.a.} - i'}. \tag{24}$$

Dacă se admite că procesul de încălzire decurge izobar, atunci evoluția poate fi reprezentată într-o diagramă $I - d$ (fig. 5) printr-o curbă d = const.

Diagrama $I - d$ poate fi utilizată şi pentru determinarea grafică a umidității totale d.

Pentru a micşora erorile, este necesar să se mențină pierderile de căldură către mediul exterior la valori reduse, deoarece aceste pierderi nu pot fi calculate suficient de precis*). Acest deziderat se obține printr-o bună

*) Pentru fiecare regim de funcționare pierderea reală Q_p poate fi încadrată într-un interval ($Q_{p_{min}}$, $Q_{p_{max}}$) ale cărui margini pot fi calculate.

izolație termică și prin funcționarea la temperaturi cît mai joase (însă suficient de ridicate pentru a garanta vaporizarea completă).

Pentru a scoate în evidență modul de dependență a umidității de temperatura t_2 măsurată, se pot utiliza relații aproximative.

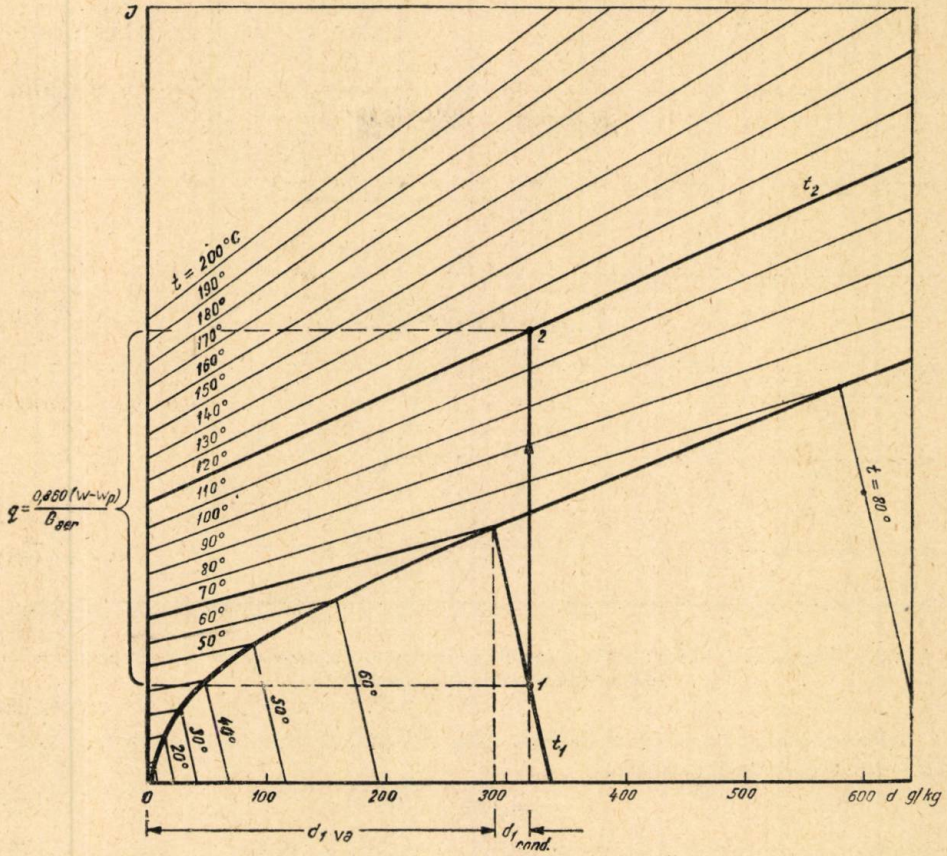


Fig. 5. — Diagrama $I - d$ pentru aer umed, la presiune atmosferică.

În cazul particular cînd gazul uscat este aer și $t_1 = 20°C$, notînd

$$q = \frac{0,860\,(W - W_p)}{G_{g.u.}} \qquad (\text{kcal/kg}_{g.u.}), \tag{25}$$

cantitatea de căldură primită efectiv de un kilogram de gaz umed

$$d = 10^3 \frac{q + 13,7 - 0,24\ t_2}{575 + 0,46\ t_2}. \tag{26}$$

Această relaţie este prezentată grafic în figura 6 şi ne conduce la considerarea a două situaţii de funcţionare extreme :

— Temperatura la ieşire constantă (t_2 — const) (respectiv diferenţa de temperaturi $t_2 = t_1 = \text{const}$).

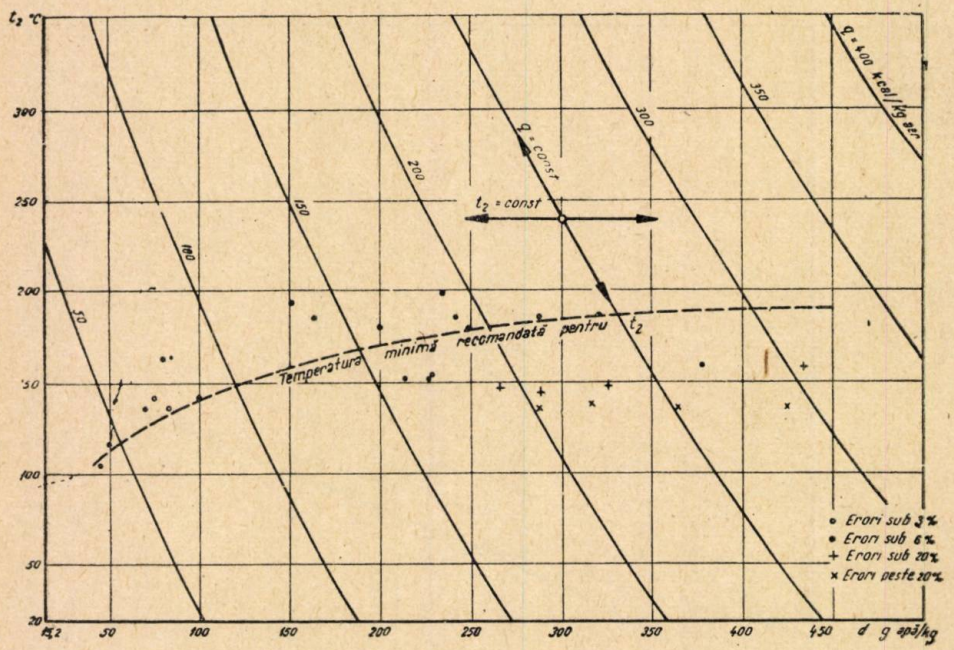


Fig. 6. — Diagrama $t_2 - d$ cu curbe parametrice pentru încălzirea constantă şi temperatura de încălzire minimă recomandată.

În această situaţie umiditatea este o funcţie lineară a puterii consumate de rezistenţă electrică

$$d = Aq + B \tag{27}$$

şi indicaţiile unui wattmetru ar putea fi etalonate direct în valorile lui d. (Tensiunea cu care se alimentează rezistenţa trebuia astfel reglată încît $t_2 - t_1 = \text{const}$, debitul de gaz fiind de asemenea constant). Este de dorit ca diferenţa (constantă) de temperaturi $t_2 - t_1$ să aibe o valoare cît mai mică, în timp ce o vaporizare sigură ar cere o valoare cît mai mare ; optimul depinde de construcţia aparatului şi de mărimea picăturilor. În figură este reprezentată şi temperatura t_2 minimă pînă la care trebuie încălzit aerul umed pentru aparatul încercat în laborator.

— Încălzirea constantă ($q = \text{const}$). Acest caz este mai uşor de realizat constructiv ; dacă temperatura iniţială t_1 nu variază, umiditatea devine o funcţie univocă a temperaturii t_2, de forma

$$d = \frac{A - Bt_2}{C + Dt_2} \tag{28}$$

deci, se poate obține indicarea directă a umidității gradînd în mod corespunzător un milivoltmetru. Totuși această variantă are șanse mai mici de aplicare, deoarece permite acoperirea numai a intervale mici de variație a umidității d, dacă t_2 variază în limitele uzuale.

În concluzie, oricare din metodele prezentate permit principial determinarea umidității totale; cunoașterea numai a relațiilor de calcul nu este însă suficientă pentru alegerea unei variante. Din această cauză a fost necesară încercarea în laborator a aparaturii propuse, pentru a determina domeniul de aplicabilitate, precizia și sensibilitatea ei.

3. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ PENTRU DETERMINAREA UMIDITĂȚII TOTALE, PRIN ÎNCĂLZIREA UNUI CURENT STAȚIONAR DE GAZ UMED

Instalația experimentală, concepută pentru a funcționa cu aer umed la presiune atmosferică, se compune dintr-o parte care creează un curent staționar de aer cu umiditate totală cunoscută, cuprinzînd:

— instalația de transvazare a aerului,

— sistemul de injectare a apei

și partea care joacă rolul aparatului de măsură a umidității format din: dispozitivul de încălzire al amestecului, elementele sensibile și aparataj de măsură.

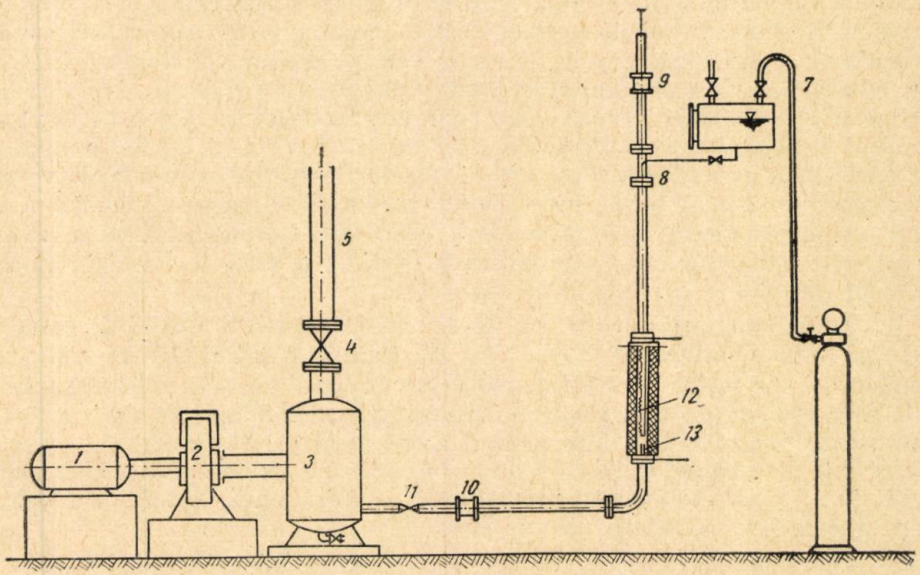


Fig. 7. — Schema instalației experimentale.

Instalația de transvazare a aerului se compune dintr-un motor electric 1 (fig. 7) care antrenează ventilatorul 2, a cărui aspirație este legată la un grup de două rezervoare 3 (destinate să amortizeze pulsațiile de debit datorite ventilatorului), în care aerul pătrunde direct din atmos-

feră și din canalizația aerului umed. Cele două debite pot fi reglate prin obturatoare. Canalizația aerului umed constă dintr-un tub vertical, în interiorul căruia s-a montat o rezistență electrică 12. După rezistență, în sensul curgerii, se află condensatorul 13 care controlează dacă vaporizarea este integrală, iar la cele două capete ale tubului două termocuple t_1 și t_2 măsoară temperatura înainte și după vaporizarea picăturilor. Diafragmele 9 și 10 măsoară debitul de aer, respectiv debitul de aer umed încălzit. Părțile diafragmei de măsură ce vin în contact cu aerul umed, au fost brunate, iar aparatul de măsură și conducta de legătură au fost izolate termic cu vată de sticlă.

Sistemul de injectare al apei constă dintr-o duză 8, plasată în axul conductei de aer, care este în legătură cu un rezervor de apă.

Pentru debite mici de apă injectarea s-a efectuat utilizînd numai diferența de nivel dintre rezervor și duză; debitul se determină cronometrînd scurgerea apei între două repere. Pentru realizarea unei pulverizări foarte fine și o mai uniformă repartiție a picăturilor de secțiune. O pulverizare satisfăcătoare s-a obținut cu o duză cu orificiul de 0,2 mm, care dispune și de un dispozitiv de turbionare; la presiuni mai mari de 2 at (calitatea pulverizării crește cu presiunea). Rezervorul (fig. 8) realizat din țevi de oțel sudate a fost calculat la 40 at — el poate fi pus sub presiune cu ajutorul unei butelii de azot prin intermediul unui regulator de presiune. Ventile cu corp de alamă și ac de oțel, permit realizarea legăturilor cu rețeaua de apă, atmosfera, tubul de azot și duza și, prin aceasta, alimentarea rezervorului în timp scurt și prin manevre simple. Măsurarea debitului de apă se efectuează prin cronometrarea timpului necesar trecerii nivelului prin dreptul a 2 din cele 9 repere fixe (volumul cuprins între repere fiind cunoscut prin etalonare). Prezența apei în dreptul reperului se semnalează electric prin aprinderea unui bec. Elementul sensibil a fost realizat prin transformarea unor bujii; între electrodul bujiei și masă se închide un circuit de curent continuu în care a fost intercalată bobina unui releu electromagnetic care comandă semnalizarea. Obținerea unei declanșări sigure a ridicat probleme care au fost rezolvate.

Încălzirea amestecului s-a făcut cu o rezistență electrică, capabilă să dezvolte o putere de 0 ... 3600 W, realizată din sîrmă de nichelină, înfășurată pe patru corpuri de porțelan în axul tubului, distanțate între ele prin discuri de oțel găurite. Alimentarea rezistenței se face de la un autotransformator prin intermediul a doi izolatori de trecere de porțelan (realizați prin transformarea a două bujii) la o tensiune alternativă variabilă (0 ... 380°V). Puterea dezvoltată de rezistență, este măsurată cu un wattmetru cu clasa de precizie 1.

În decursul experimentărilor s-a încercat înlocuirea izolatorilor de trecere din porțelan cu pertinax (deoarece legăturile sînt scoase prin pereții tubului în regiunea lui rece), dar cu timpul acest material a absorbit apă, s-a încălzit și a permis formarea unui arc electric care a dus la distrugerea lui. În schimb, izolatorii de trecere din porțelan se comportă foarte bine și pot fi recomandați. Corpurile de porțelan poros pe care au fost înfășurate rezistențele propriu-zise, fiind prea masive au prezentat după

circa 50 ore de funcționare crăpături transversale, probabil datorită unor tensiuni termice (cele de la începutul tubului sînt umede în timpul funcționării).

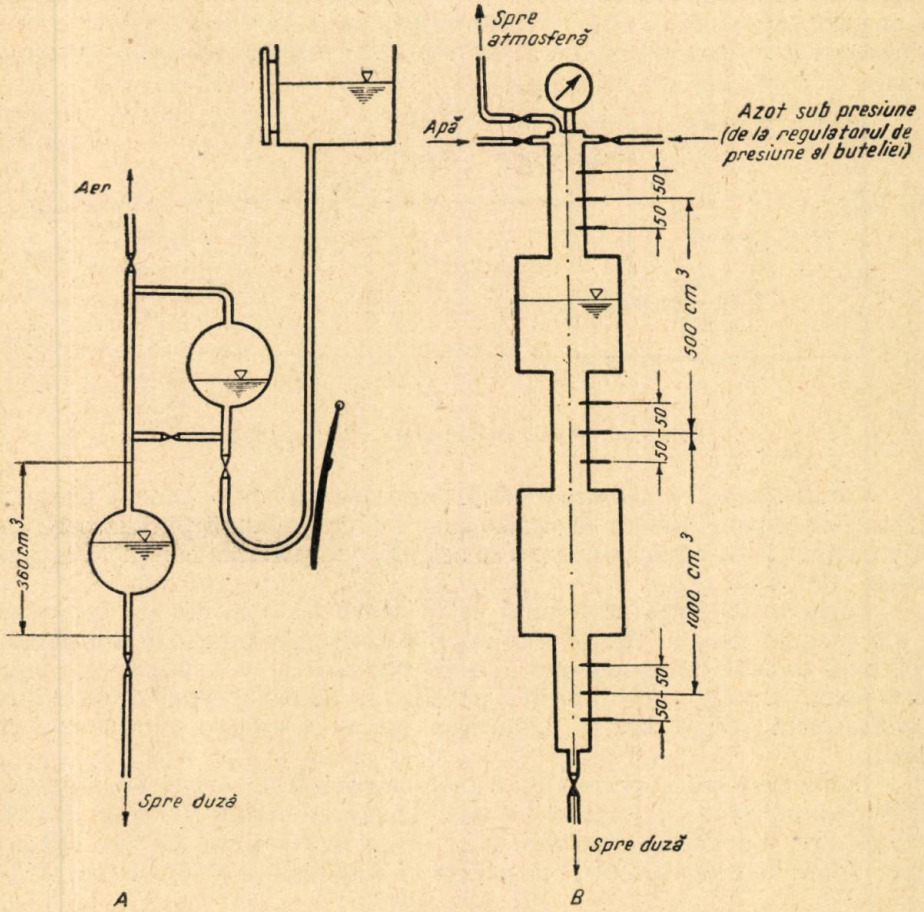


Fig. 8. — Rezervoarele de apă :
A — pentru presiuni de lucru mici (0,2 at).
B — pentru presiuni de lucru mari (1...20 at).

Termocuplele au fost realizate din cupru și constantan, fiind de fapt patru termocuple în serie, ceea ce permite obținerea unei f.e.m. de 17 mV/100°C (fig. 9).

Pentru a se obține o precizie mai bună, au fost realizate și sudurile „reci", care au fost menținute într-un pahar Berzelius cu apă la o „temperatură de referință". Termocuplele au fost în prealabil etalonate. F. e.m. dată de termocuple a fost măsurată printr-o metodă de compensație, realizîndu-se un montaj potențiometric care utilizează ca instrument de

zero cu galvanometru sensibil şi ca aparat de măsură propriu-zis un milivoltmetru cu spot, cu clasa de precizie 1.

Inerţia foarte mică a milivoltmetrului cu spot a permis şi determinarea unei vaporizări incomplete : căderea din timp în timp a unei picături, pe una din cele 4 suduri din curentul de aer umed, provoca scurtcircuitarea temporară a sudurii respective şi prin această o scădere a f.e.m. măsurate pentru o fracţiune de secundă.

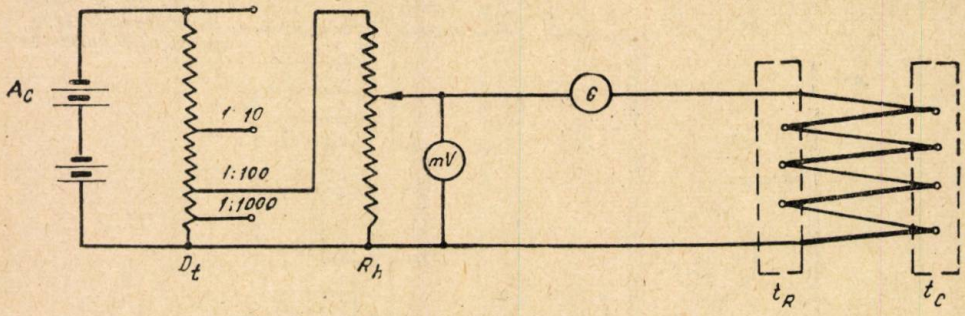


Fig. 9. — Schema de măsurare a temperaturii.

Condensatorul C de circa 170 pF este destinat de a detecta prezenţa picăturilor şi prin aceasta să indice temperatura minimă pînă la care trebuie încălzit aerul umed pentru a se asigura o vaporizare completă a picăturilor de apă.

Capacitatea condensatorului se măsoară cu o punte de capacităţi la o frecvenţă de 800 Hz. Tensiunea din diagonala punţii se aplică unui oscilograf catodic (comandă deviaţia pe verticală a spotului) care asigură observarea vizuală a echilibrului punţii, iar în cazul unui dezechilibru, permite prin forma undei deducerea cauzei care a provocat dezechilibrul.

Condensatorul a permis detectarea sigură a prezenţei fazei lichide ; picăturile de apă se depuneau pe plăci (material-alamă) formînd un film de apă care dezechilibra puntea ($\varepsilon_{apă} - 81$).; în fracţiuni de secundă grosimea filmului creştea suficient pentru a scurtcircuita condensatorul (dis-

Tabe

Nr. încercării		17	18	21	22	23	20	19	49
$G_{apă}$	kg/h	0,537	0,380	0,855	0,915	0,911	0,849	0,850	2,10
G_{aer}	kg/h	17,8	10,7	14,6	5,55	14,0	12,6	10,2	15,6
d_0	g/kg	15,2	14,4	15,8	16,0	16,6	15,5	15,8	17,2
d	g/kg	45,4	49,9	69,9	74,9	81,7	83,0	99,2	152
t_1	°C	22,3	22,9	24,7	25,6	25,9	24,0	24,0	19,7
t_2	°C	106	117	137	143	164	137	143	194
W	W	950	630	1 220	1 310	1 350	1 120	1 080	2 530
$d_{măs}$	g/kg	47,7	46,5	74,3	74,7	80,5	82,8	94,5	144
$\varepsilon = \frac{d_{măs} - d}{d}$	100 %	+5,1	−6,0	+6,1	−0,2	−1,5	−0,2	−4,7	−5,3

tanțe între plăci 2 mm). În acest din urmă caz, dezechilibrul era atît de puternic, încît ar fi permis acționarea directă a unui releu.

Ca izolatori de trecere s-au utilizat succesiv 3 materiale pertinax, porțelan poros (nesmălțuit) și mică dintre care numai ultimul a dat rezultate bune. Primele două au absorbit vapori de apă și în decurs de circa o oră își pierdeau calitățile de dielectric — ceea ce se manifesta prin creșterea unghiului de pierderi δ la valori atît de mari, încît nu mai era posibilă echilibrarea punții cu care s-a lucrat.

Dispozitivele descrise permit realizarea aerului care conține apa în două faze (vapori și picături) de umiditate totală d cunoscută, deoarece se măsoară:

— debitul de aer G_{aer},
— umiditatea inițială d_0 a aerului (măsurată psihrometric),
— debitul de apă injectată $G_{apă}$

$$d = d_0 + 10^3 \frac{G_{apă}}{G_{aer}}. \qquad (29)$$

Cu această valoare (cunoscută cu o precizie de ordinul 2...5%) se compară valoarea calculată, independent din indicațiile aparatului de măsură, conform formulei (24). În consecință, încercările efectuate pentru a determina „eroarea" valorii obținute cu ajutorul formulei (24), în comparație cu valoarea determinată „direct" cu relația (29), au caracterul unei etalonări a aparatului de măsură.

4 REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR

Pentru verificarea aplicabilității practice a metodei de determinare a umidității totale prin încălzirea unui curent staționar de aer umed au fost efectuate o serie de încercări. Scopul lor a fost delimitarea domeniului în care aparatul de măsură experimentat poate determina umiditatea totală cu o precizie satisfăcătoare.

Rezultatele obținute pentru o gamă de variație a umidității totale d cuprinse între 45...378 g/kg sînt prezentate în tabela 1.

la 1

45	50	42	41	43	47	51	46	48	52	44
2,27	2,72	2,55	3,21	2,49	3,16	2,96	3,35	3,17	3,06	3,16
15,4	14,9	13,0	15,2	11,8	14,55	13,2	14,4	11,75	10,1	8,8
17,1	18,4	17,7	16,4	18,3	17,6	18,1	17,1	17,6	18,2	19,0
164	200	214	227	229	235	242	249	88	321	378
22,0	20,5	21,7	18,2	23,2	20,5	20,5	21,6	220,5	21,6	24,8
186	181	153	153	155	199	186	180	186	187	160
2 640	3 020	2 500	3 060	2 460	3 420	3 150	3 480	3 240	2 980	2 900
157	206	209	217	226	235	241	255	292	304	396
−4,3	+3,0	−2,3	−4,4	−1,3	0	−0,4	+2,4	+1,4	−5,3	+4,8

Pentru calculul erorii ε s-a admis ca valoare exactă pentru d cea rezultată din măsurarea independentă a debitului de apă injectat $G_{apă}$ a debitului de aer G_{aer} şi a umidităţii d_0, a acestuia determinată psihrometric. În realitate debitul $G_{apă}$ nu poate fi menţinut totdeauna riguros constant, ceea ce duce la fluctuaţii a valorii reale a umidităţii în jurul valorii medii d admise ca exactă.

În acest mod se afectează toate erorile numai aparatului de măsură ceea ce este inexact şi în defavoarea acestuia; din această cauză precizia lui trebuie considerată ca fiind mai bună decît cea corespunzătoare erorilor ε date în tabela 1.

Valoarea $d_{măs}$ a fost calculată cu formula exactă

$$d = 10^3 \frac{\frac{0{,}860(W - W_p)}{G_{aer}} - (i_{2\,aer} - i_{1\,aer}) + \frac{M_{v.a.}}{M_{aer}} \frac{p_{st_1}}{p_{am.} - p_{st_1}} r_{t_1}}{i_{2v.a.} - i_1'}, \qquad (24)$$

unde toate mărimile au fost fie măsurate direct, fie extrase din tabele [4], [5] exceptînd W_p (a cărui valoare poate fi micşorată prin măsuri constructive). W_p a fost determinat aproximativ, funcţionînd cu aparatul în „regimuri de comparaţie" numai pe aer, fără injecţie de apă, astfel încît debitul de aer şi temperaturile t_2 şi t_1 să fie aceleaşi ca în regimul cu care se face comparaţia

$$W_p = W - \frac{G_{aer}(i_2 - i_1)}{0{,}860}.$$

W_p astfel determinat este probabil inferior valorii reale.

Aparatul de măsură a fost adus şi în situaţia în care funcţionarea lui a fost necorespunzătoare, cu scopul de a preciza valoarea minimă a temperaturii t_2 la care trebuie încălzit aerul umed.

Tabela 2

Nr. încercări		25	26	27	28	37	38	39	40
$G_{apă}$	kg/h	4,10	4,05	3,96	3,84	3,75	3,81	3,75	3,73
G_{aer}	kg/h	15,2	13,4	11,4	9,42	14,9	13,85	12,0	8,92
d_0	g/kg	15,6	16,4	17,6	18,0	13,8	14,4	14,8	16,0
d	g/kg	286	318	365	425	266	289	326	434
t_1	°C	19,8	20,4	21,2	21,8	17,0	17,3	17,5	19,4
t_2	°C	137	139	137	137	147	145	148	158
W	W	2 880	2 620	2 440	2 500	3 360	3 330	3 300	3 030
$d_{măs}$	g/kg	212	228	240	306	234	251	298	358
$\varepsilon = \frac{d_{măs} - d}{d}$	100 %	−26	−28	−34	−28	−12	−13	−8,5	−17

Tabela 2 cuprinde regimurile la care temperatura t_2 a fost insuficientă pentru a asigura vaporizarea integrală a picăturilor de apă, fapt vizibil mai ales la regimurile nr. 25—28.

Mărirea lungimii aparatului sau mărirea artificială a turbulenței având drept scop mărirea timpului de staționarea picăturilor în aparat, respectiv activarea schimbului de căldură în interiorul acestuia ar fi dus probabil la o vaporizare mai bună fără a face necesară mărirea lui t_2, soluția la care s-a recurs de fapt.

CONCLUZII

1. Temperatura la care trebuie încălzit aerul umed, pentru a asigura vaporizarea picăturilor de apă, are o valoare mai ridicată decît era de așteptat. Se pot recomanda ca valori minime temperaturi cuprinse între 100...190°C funcție de umiditatea totală d conform figurii 6.

2. Dintre cele două situații limită de funcționare amintite în capitolul 2, cea cu putere constantă a rezistenței (W = const), deși e principial mai simplă, nu este practic aplicabilă, deoarece ar duce la încălziri excesive ale gazului la valori mici ale lui d.

Rezultate bune se pot obține funcționînd cu t_2 = const, cu condiția ca să fie aleasă o valoare t_2 suficient de ridicată. Dacă aparatul este destinat funcționării într-o gamă foarte largă de umidități totale, s-ar putea modifica în trepte, valoarea lui t_2.

În concluzie, cercetările efectuate demonstrează că se poate efectua măsurarea umidității gazului prin metoda propusă, soluția constructivă urmînd a fi definitivată.

ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЛАЖНОСТИ В ДВУХ ФАЗАХ ПУТЕМ НАГРЕВА ВЛАЖНОГО ГАЗА

РЕЗЮМЕ

В статье измерение общей влажности газа (содержащего воду в двух фазах) производится путем измерения параметров состояния до и после нагрева. При этом рассматривались два случая: нагрев постоянного количества влажного газа и нагрев стационарного потока. Для второго случая прилагаются результаты, полученные в лаборатории при помощи специального измерительного прибора, сконструированного в Институте Энергетики.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Изменение давления насыщения воды и давления совершенного газа, нагреваемого при постоянном объеме.

Рис. 2. — Изменение давления влажного газа, нагреваемого при постоянном объеме и при 180°C, в зависимости от влажности d.

Рис. 3. — Метод сравнения,.

Рис. 4. — Нагревание стационарного потока влажного газа.
Рис. 5. — Диаграмма $I - d$ для влажного воздуха при атмосферном давлении.
Рис. 6. — Диаграмма $t_2 - d$ с параметрическими кривыми для постоянного нагрева и минимальной рекомендуемой температуры.
Рис. 7. — Схема экспериментальной установки.
Рис. 8. — Водные резервуары: A — для небольших давлений (0,2 атм); B — для больших давлений (1 ÷ 20 атм).
Рис. 9. — Схемы измерения температуры.

SUR UNE MÉTHODE POUR LA DÉTERMINATION DE L'HUMIDITÉ EN DEUX PHASES, PAR LE CHAUFFAGE DU GAZ HUMIDE

RÉSUMÉ

Le problème de la mesure de l'humidité totale d'un gaz (contenant de l'eau en deux phases) est abordé par la voie de la mesure des grandeurs d'état avant et après le chauffage. Les auteurs ont considéré deux cas : le chauffage d'une quantité constante de gaz humide, ou bien le chauffage d'un courant stationnaire. Ils présentent, pour le second cas, les résultats qu'ils ont obtenus au laboratoire, avec un appareil de mesure construit à l'Institut d'Energétique de l'Académie de la R.P.R.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Variations des pressions de saturation de l'eau et de la pression d'un gaz parfait chauffé à volume constant.
Fig. 2. — Variation de la pression d'un gaz humide chauffé, à volume constant à 180° C, en fonction de l'humidité d.
Fig. 3. — Méthode de la comparaison.
Fig. 4. — Chauffage d'un courant stationnaire de gaz humide.
Fig. 5. — Diagrammes $I - d$ pour l'air humide à la pression atmosphérique.
Fig. 6. — Diagrammes $t_2 - d$ avec des courbes paramétriques pour un chauffage constant et la température de chauffage minimum recommandée.
Fig. 7. — Schéma de l'installation expérimentale.
Fig. 8. — Les réservoirs d'eau :
A — pour de faibles pressions (0,2 at) ;
B — pour de grandes pressions (1...20 at).
Fig. 9. — Schéma pour la mesure de la température.

BIBLIOGRAFIE

1. А. В. Болгарский, *Влажный газ.* КЕИ, Москва, 1951.
2. К. С. Зарембо, *Справочник по транспорту газов.* Гостоптехиздат, Москва, 1954.
3. А. С. Смирнов, *Транспорт и хранение газа.* Гостоптехиздат, Москва, 1950.
4. М. П. Вукалович, *Термодинамические свойства воды и водяного пара.* Машгиз, Москва, 1955.
5. — *Таблицы термодинамических свойств газов.* Изд. Энергетика, Москва, 1953.

ASUPRA REGLĂRII MOTOARELOR CU APRINDERE SEPARATĂ ÎN FUNCŢIE DE PROCESUL DE ARDERE*)

DE

ADRIAN CĂLIN VASILESCU şi LUCIAN TEODORESCU

Studiul motoarelor termice ridică printre alte probleme, aspecte privitoare la precizarea legăturii care există între performanţele motoarelor şi reglajul lor. În general, problema se tratează prin studierea modului în care variază puterea şi consumul de combustibil odată cu modificarea avansului la aprindere şi al dozajului. Modificarea parametrilor menţionaţi conduce la schimbări în procesul de ardere, performanţele motorului reflectînd transformările apărute pe evoluţia de combustie.

În general procesul de ardere nu este luat în considerare atunci cînd se reglează un motor, deşi asigurarea unei corecte combustiuni este esenţială. În puţine cazuri se face apel la analiza gazelor arse sau la variaţia presiunii în cilindru, viteza de creştere a presiunii $\frac{dp}{d\theta}$, sau momentul în care se stabileşte presiunea maximă şi valoarea acesteia. Motivul principal al situaţiei menţionate îl constitue greutatea obţinerii unor informaţii certe asupra desfăşurării fenomenului de ardere din motor.

Cu ajutorul diagramei indicate, care se ridică fără dificultăţi pe orice motor cu ardere internă, se pot stabili, în cadrul anumitor ipoteze unele elemente ale procesului de ardere. Prin analiza lor este posibil să se găsească o dependenţă între combustie şi performanţele motorului şi în consecinţă, să se studieze direct efectul reglajelor.

În lucrarea de faţă se cercetează posibilităţile studiului fenomenelor de ardere cu ajutorul diagramelor indicate şi se prezintă unele date asupra modului în care trebuie interpretat procesul de combustie în legătură cu performanţele motorului.

*) Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică din 31 martie — 2 aprilie, 1960.

1. Procesul de ardere din motorul cu aprindere comandată se poate urmări prin intermediul unei serii de mărimi care vor fi prezentate în cele ce urmează :

— căldura degajată în timpul combustiei Q ; aceasta reprezintă energia obţinută prin transformarea energiei interne a fluidului din cilindru. Dezvoltarea în timp a căldurii degajate în timpul combustiei se va numi legea de ardere ;

— viteza de ardere $\frac{dQ}{d\tau}$; acest termen este definit drept variaţia în unitatea de timp a căldurii degajate.

După cum se ştie, procesul de ardere în motorul cu aprindere comandată este concentrat în majoritatea sa, într-o zonă numită front de flacără, care se deplasează cu viteză finită în cilindru, transformînd amestecul proaspăt în gaze arse. Deplasarea frontului de flacără este definită de următoarele viteze :

— viteza de deplasare într-o anumită direcţie a frontului de flacără w_f considerată faţă de pereţii camerei de ardere ; aceasta reprezintă viteza de deplasare a unui front de flacără mediu care trece prin punctul considerat ;

— componenta după normală a vitezei de deplasare a frontului de flacără faţă de pereţi, într-o anumită direcţie w_{fn} ; se obţine prin descompunerea vitezei w_f în punctul respectiv după normale la frontul de flacără în acel punct ;

— viteza de deplasare a frontului de flacără faţă de gazele proaspete considerată după normală w_n ; se obţine viteza normală dacă se face însumarea geometrică dintre componenta după normală a vitezei de deplasare a frontului de flacără şi componenta după normală a vitezei de deplasare a masei de gaz în acel punct ;

— viteza masică de ardere $\frac{dm}{d\tau}$ (cantitatea de substanţă transformată în unitatea de timp şi pe unitatea de suprafaţă).

Prin interpretarea diagramei indicate nu se poate determina decît o parte din mărimile definite mai sus şi anume, legea de ardere, viteza de ardere şi viteza de deplasare a frontului de flacără. Metoda de determinare este precizată în continuare.

2. Interpretarea diagramei indicate se face în următoarele ipoteze :

— fluidul de lucru este considerat gaz ideal ;

— pe evoluţia de ardere se consideră constante exponentul izentropic, căldura specifică şi constanta gazului [1].

Evoluţia de ardere s-a împărţit pe tronsoane (fig. 1) pe care se poate citi din diagramă, valoarea presiunii şi pentru unghiul corespunzător se poate calcula valoarea volumului. În consecinţă se poate determina atît variaţia energiei interne $\frac{1}{A}\Delta U$ cît şi lucrul mecanic ΔL pe tronson, cu relaţiile :

$$\frac{1}{A}\Delta U = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{\varkappa - 1} \qquad \text{şi} \qquad \Delta L = \frac{p_1 + p_2}{2}(V_2 - V_1).$$

Este posibil astfel să se aplice fiecărui tronson primul principiu al termodinamicei

$$\frac{1}{A}\Delta Q_u = \frac{1}{A}\Delta U + \Delta L \qquad (1)$$

unde Q_u s-a numit căldură utilă, adică acea cantitate de căldură care servește efectiv la modificarea parametrilor de stare ai gazului.

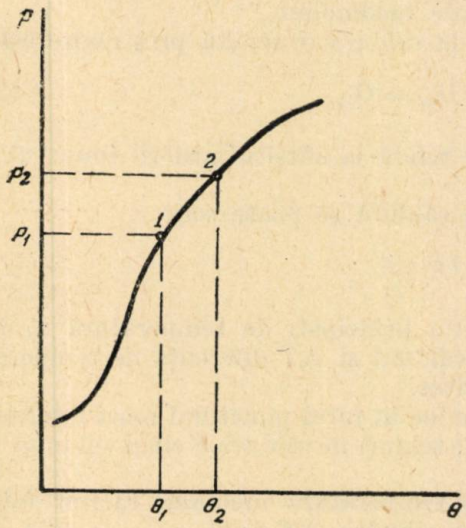


Fig. 1. — Studiul pe tronsoane a diagramei indicate.

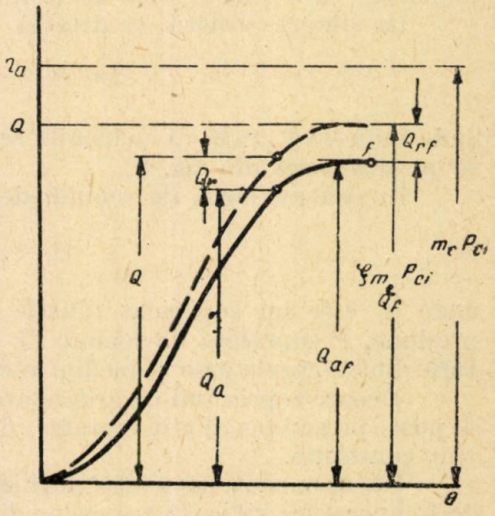


Fig. 2. — Legea de ardere.

Se notează cu ΔQ căldura dezvoltată de reacția chimică pe tronson, cu ΔQ_r căldura schimbată cu exteriorul și ΔQ_d căldura mascată în fenomenul de disociație și rezultă

$$\Delta Q_u = \Delta Q - \Delta Q_r - \Delta Q_d. \qquad (2)$$

În ecuația (2) termenul ΔQ_d poate fi apreciat exact și comod prin introducerea noțiunii de energie internă totală [2]. În cazul în care se studiază domeniul dozajelor bogate ΔQ_d poate fi neglijat.

Prin însumarea căldurii utile pe tronson se obține Q_u căldura utilă dezvoltată în procesul de ardere (fig. 2).

Legea indicată în figura 2 stabilește modul de variație în timp al căldurii utile, adică legea de ardere calculată pentru această cantitate de căldură. Pentru a determina căldura dezvoltată în procesul de ardere este necesar să se cunoască cantitatea de căldură schimbată cu mediul exterior. Determinarea lui ΔQ_r este oarecum aproximativă, fiind necesar să se aleagă o lege de schimb de căldură între gazele arse din cilindrul motorului și perete [3]. Datele cunoscute în literatură sînt destul de sărace și în orice caz însoțite de erori mari atunci cînd se aplică procesului de ardere.

Din această cauză se propune în continuare o metodă mai exactă care se bazează pe cunoaşterea cantităţii de căldură evacuată pînă la un anumit moment.

Se calculează mai întîi cantitatea totală de căldură degajată în motor $\xi m_c P_{ci}$, unde m_c reprezintă cantitatea de combustibil în amestecul proaspăt (pe ciclu), P_{ci} puterea calorifică inferioară a combustibilului şi ξ un factor global (calculat sau determinat prin analiza gazelor de evacuare) care ţine seama de arderile incomplete.

La sfîrşitul arderii, cantitatea de căldură evacuată prin răcire este

$$\xi m_c P_{ci} - Q_{u_f} = Q_{r_f} \tag{3}$$

unde indicele f arată că mărimile se referă la sfîrşitul arderii (punctul f de pe diagrama din fig. 2).

În general legea de schimb de căldură se poate scrie

$$Q_r = \chi F \Delta T$$

unde χ este un coeficient funcţie (în principal) de temperatură şi de presiune, F suprafaţa de schimb de căldură şi ΔT diferenţa de temperatură dintre gazele arse şi mediul răcitor.

Deoarece procesul de ardere are loc în jurul punctului mort inferior, se poate presupune că atît suprafaţa de schimb de căldură F cît şi volumul V sînt constante.

De asemenea se poate neglija temperatura mediului răcitor faţă de temperatura ridicată a gazelor din cilindru $\Delta T \simeq T$.

Se poate spune că valoarea coeficientului de schimb de căldură este (volumul fiind presupus constant)

$$\chi = \text{ct} \sqrt{pT} = KtT.$$

Prin urmare, raportul legilor de schimb de căldură într-un punct oarecare şi la sfîrşitul arderii se scrie

$$\frac{Q_r}{Q_{r_f}} = \frac{\chi}{\chi_f} \cdot \frac{F}{F} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta T_f} \qquad \frac{Q_r}{Q_{r_f}} = \left(\frac{T}{T_f}\right)^2;$$

în consecinţă căldura schimbată prin răcire pînă la un moment dat este

$$Q_r = Q_{r_f} \left(\frac{T}{T_f}\right)^2. \tag{4}$$

Se poate astfel calcula (cunoscînd temperaturile T aparente ale masei de gaz din cilindru Q_{r_f} şi T_f) curba căldurii evacuate prin răcire, care adăugată la curba căldurii utile dă căldura dezvoltată în reacţia chimică. Dezvoltarea acestei călduri în timp exprimă legea de ardere dedusă experimental. În general, este comod pentru studiu, să se raporteze căldura

produsă la un moment dat Q la întreaga cantitate de căldură obținîndu-se relația

$$X' = \frac{Q}{Q_f} = \frac{Q}{\xi m_c P_{ci}}. \tag{5}$$

În cazul în care se poate neglija diferența de schimb de căldură, raportarea se poate referi la căldurile utile

$$X = \frac{Q_u}{Q_{uf}}. \tag{6}$$

În multe cazuri se poate înlocui legea de ardere (obținută prin studiul căldurii degajate în reacția chimică) prin legea degajării căldurii utile.

Pentru a demonstra acest lucru se reprezintă în figura 3, legea de degajare a căldurii utile și a căldurii dezvoltate prin ardere.

Cu notațiile din această figură relația (4) se poate scrie

$$\frac{Q_r}{Q_{rf}} = \frac{FC}{EA} = \left(\frac{T}{T_f}\right)^2. \tag{7}$$

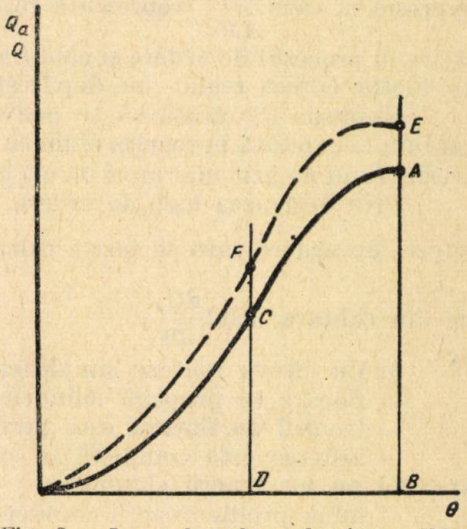


Fig. 3. — Legea de ardere; degajarea căldurii utile și a căldurii rezultate din reacția chimică.

Pe de altă parte, se poate scrie

$$\frac{Q}{Q_f} = \frac{FD}{EB} = \frac{FC + CD}{EA + AB}$$

sau cu relația (7)

$$\frac{FD}{EB} = \frac{CD + EA\left(\frac{T}{T_f}\right)^2}{EA + AB}, \tag{8}$$

$$\frac{FD}{EB} = \frac{\frac{CD}{AB} + \frac{EA}{AB}\left(\frac{T}{T_f}\right)^2}{1 + \frac{EA}{AB}}.$$

Dacă se ţine cont de expresiile (5) şi (6) se obţine

$$X' = \frac{X + \frac{EA}{AB}\left(\frac{T}{T_f}\right)^2}{1 + \frac{EA}{AB}}, \tag{9}$$

expresie în care $\frac{EA}{AB}$ reprezintă raportul dintre căldura evacuată prin răcire în procesul de ardere şi căldura utilă la sfîrşitul arderii şi care pentru un motor corect reglat nu depăşeşte 6%.

Expresia (9) arată că se poate înlocui legea de ardere dedusă din căldura dezvoltată în reacţia chimică (5) cu legea degajării căldurii utile (6), erorile fiind cu atît mai mari cu cît procesul se află către începutul arderii.

Prin derivarea legii de ardere, fie analitic, fie grafic se obţine legea vitezei de ardere care se poate calcula atît din căldura dezvoltată $\frac{dQ}{d\theta}$ fie din căldura utilă $\frac{dQ_u}{d\theta}$.

3. Cu cîteva ipoteze simplificatorii suplimentare :

— flacăra se propagă cilindric,

— frontul de flacără este perfect circular,

— arderea este completă în spatele frontului de flacără (în gazele arse nu au loc reacţii chimice),

— nu se produc reacţii chimice în gazele din faţa frontului de flacări (amestecul proaspăt),

— nu există schimb de căldură între gazele arse şi amestecul proaspăt,

— se poate determina viteza de propagare a frontului de flacără în cilindru.

Se poate scrie proporţionalitatea între cantitatea de gaze arse m_g şi cantitatea de căldură dezvoltată Q

$$\frac{m_g}{m_{gf}} = \frac{Q}{Q_f} \tag{10}$$

unde m_{gf} reprezintă cantitatea totală de gaze arse şi, în consecinţă cu (5),

$$m_g = m_{gf} X'. \tag{11}$$

Pe de altă parte, se poate scrie

$$m_g = V_g \varrho_g = V_g \frac{p_g}{R_g T_g} \tag{12}$$

unde V_g reprezintă volumul ocupat de gazele arse, p_g presiunea amestecului, T_g temperatura gazelor arse şi R_g constanta acestora.

Temperatura gazelor arse se calculează ținînd cont că din diagrama indicată se cunoaște temperatura aparentă a amestecului de gaze din cilindru, T

$$T = \frac{p_v V}{m_{gf} R_g}, \tag{13}$$

unde V reprezintă volumul cilindrului în momentul considerat.

Bilanțul entalpiilor permite să se scrie

$$m_{gf}\, c_p T = m_g\, c_{p_g} T_g + m_a\, c_{p_a}\, T_a$$

unde $m_a = m_{gf} - m_g$ reprezintă cantitatea de amestec proaspăt aflată la un moment dat în cilindru în timpul procesului de ardere și $T_a = T_c \left(\frac{p_g}{p_c}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ temperatura gazelor proaspete presupune că au suferit o comprimare politropică (T_c — temperatura de la sfîrșitul compresiunii și p_c — presiunea din cilindru de la sfîrșitul compresiunii). În ipoteza că $c_p \cong c_{p_g} \cong c_{pa}$ se obține

$$m_{gf}\, T = m_g\, T_g + m_a T_a,$$

$$m_{gf}\, T = m_g\, T_g + (m_{gf} - m_g)\, T_a$$

și

$$T = \frac{m_g}{m_{gf}}\, T_g + \left(\frac{m_{gf}}{m_{gf}} - \frac{m_g}{m_{gf}}\right) T_a.$$

Se ține cont de ecuația (11)

$$T = X'\, T_g + (1 - X')\, T_a$$

și

$$T_g = \frac{T - (1 - X')\, T_a}{X'}. \tag{14}$$

Relația (12) devine

$$m_g = V_g \frac{p_g}{R_g} \frac{X'}{T - (1 - X')\, T_a}$$

și cu relația (11)

$$X' = \frac{V_g \dfrac{p_g}{R_g} \dfrac{X'}{T - (1 - X')\, T_a}}{m_{gf}},$$

ceea ce duce la expresia

$$V_g = m_{gf} \frac{R_g}{p_a} [T - (1 - X')\, T_a]. \tag{15}$$

Expresia (15) permite să se calculeze volumul ocupat de gazele arse din cilindru, cînd se cunoaşte legea de ardere, şi datele citite pe diagrama indicată.

Se construieşte o diagramă (fig. 4) a volumului ocupat de gazele arse în funcţie de deplasarea frontului de flacără de la bujie (în ipoteza unei deplasări cilindrice) pentru diferite poziţii ale pistonului, din care se poate determina cu uşurinţă poziţia frontului de flacără.

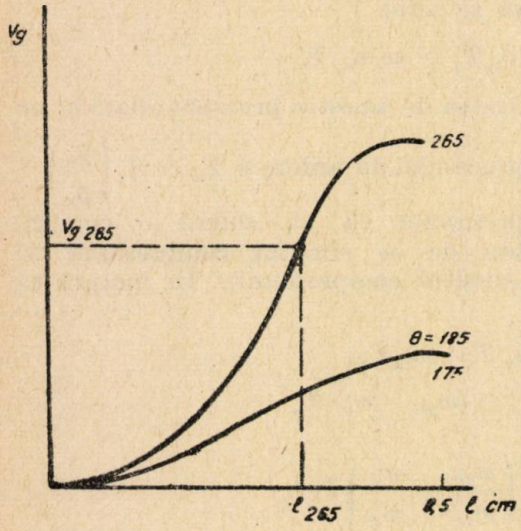


Fig. 4. — Determinarea grafică a poziţiei ocupate de frontul de flacără.

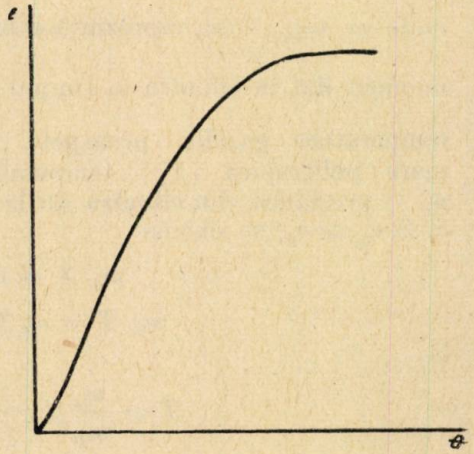


Fig. 5. — Curba drumului parcurs de frontul de flacără într-o anumită direcţie.

Se poate astfel trasa (fig. 5) drumul frontului de flacără pe o anumită direcţie, spre exemplu, pe linia care uneşte bujia cu captatorul de presiune.

Viteza de propagare a frontului de flacără într-o anumită direcţie se calculează prin derivarea grafică a funcţiei $l\ (\theta)$.

4. Pentru a urmări posibilitatea aplicării în practică a acestor determinări s-a efectuat un studiu experimental folosindu-se monocilindrul cu aprindere prin scînteie existent în laboratorul de ardere din Institutul de energetică. Acest monocilindru experimental este transformat dintr-un motor pentru determinarea cifrei octanice a combustibililor lichizi. Pentru a se scoate procesele studiate de sub influenţa turbulenţei dirijate, s-a înlocuit supapa de aspiraţie a motorului cu o supapă fără vizieră. În locul în care la motorul de cifră octanică se montează captatorul de impulsuri al instalaţiei detonaţiometrului (acul săritor) s-a dispus captatorul de presiune piezoelectric al unei instalaţii electronice de indicator. Experimentările s-au făcut la turaţie constantă ($n = 900$ rot/min) şi ţinînd valoarea raportului volumetric de comprimare constant ($\varepsilon = 6$), s-a variat coeficientul excesului de aer ($\alpha = 0{,}6$ pînă la $\alpha = 1{,}07$) şi avansul la aprindere ($\beta = 0°$ pînă la $\beta = 20°$ avans).

Experimentările principale au fost efectuate cu un combustibil (benzină etilată) de cifră octanică CO = 84, pentru a elimina regimul detonant. Pentru unele determinări s-a folosit şi benzină neetilată (de cifră octanică CO = 60) pentru a se urmări şi apariţia detonaţiei.

Deoarece de la ciclu la ciclu evoluţia de ardere este diferită ca urmare a proceselor întîmplătoare locale care hotărăsc desfăşurarea arderii, rezultatele încercărilor s-au prelucrat ca o medie a unui număr de 5 determinări. Evident că datorită faptului că turaţia motorului este fixă şi acesta este monocilindru, sursele de erori provenite din funcţionarea motorului se micşorează şi prin aceasta precizia determinărilor efectuate creşte.

Diagramele au fost trasate numai pînă la arderea a 90% din cantitatea de substanţă combustibilă, considerîndu-se că degajarea ulterioară de căldură poate cuprinde arderile tîrzii care falsifică imaginea procesului de ardere.

Din ansamblul curbelor studiate rezultă o serie de observaţii:

— curba legii de ardere, prezintă pentru toate determinările, trei porţiuni: o porţiune în care alura curbei este crescătoare, o porţiune în care alura curbei este aproximativ constantă şi o porţiune în care alura curbei este descrescătoare;

— sfîrşitul arderii se determină după curba $Q_u = f(\theta)$ pentru punctul de maximum al acestei curbe. Determinarea astfel făcută nu precizează momentul în care a încetat degajarea căldurii, ci numai echilibrul între căldura degajată de reacţia chimică (la care pot participa arderi tîrzii, resocieri etc.) şi căldura evacuată prin răcire; în consecinţă nu se poate stabili corespondenţa între punctul astfel determinat şi sfîrşitul real al arderii;

— legea de ardere diferă ca extindere funcţie de reglajele coeficientului excesului de aer şi al avansului la aprindere, însă are acelaşi caracter de variaţie;

— tendinţa la detonaţie a combustibilului de cifră octanică redusă apare evident în legea de ardere; panta porţiunii constante este mult mai mare şi prin aceasta arderea apare cu o durată mult mai mică.

Legea de ardere relativă la căldura degajată în reacţia chimică (relaţia 5) se calculează luînd în considerare căldura evacuată prin răcire. În figura 6, se compară rezultatele obţinute punînd la baza calculului căldurii schimbate cu mediul exterior (formula lui Brilling pentru schimbul de căldură [3]), considerarea unei variaţii liniare a căldurii evacuate prin răcire [4] şi relaţia (4) propusă în această lucrare. Se constată următoarele:

— curba obţinută punînd la bază formule de convecţia căldurii nu determină cu precizie căldura total evacuată prin răcire din motor;

— alura curbei obţinute prin relaţia (4) şi cea dedusă după formulele de convecţie este asemănătoare, în timp ce variaţia liniară a căldurii evacuate prezintă abateri.

Prin urmare, metoda propusă pentru determinarea căldurii evacuată prin răcire are avantajele următoare: precizează schimbul real de căldură la sfîrşitul arderii şi variaţia ei corespunde determinărilor experimentale

făcute pe motoare; din această cauză se propune utilizarea metodei arătate.

În toate cazurile în care condiţiile evacuării căldurii nu se schimbă, se poate înlocui căldura degajată în procesul de ardere prin legea de degajare a căldurii utile; acest lucru conduce la erori acceptabile numai pentru procesele pentru care arderea are o durată normală.

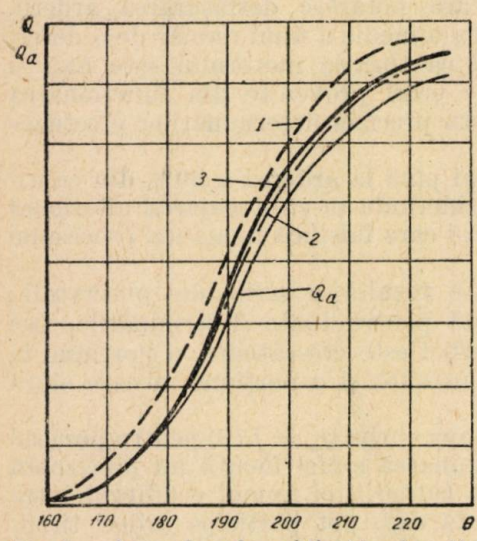


Fig. 6. — Legea de ardere obţinută prin adăugarea la căldura utilă a schimbului de căldură cu exteriorul dedus: 1 — după relaţia lui Brilling; 2 — după o relaţie de variaţie lineară; 3 — după relaţia propusă de autori.

Din analiza curbelor trasate pentru viteza de ardere se pot trage următoarele concluzii:

— viteza de ardere prezintă un maximum a cărui valoare depinde de coeficientul excesului de aer şi avansul la aprindere;

— vitezele de ardere obţinute pentru motorul aflat în regim detonant dau o imagine evidentă, creşterea vitezei fiind foarte mare;

— informaţiile căpătate asupra vitezei de ardere sînt destul de imprecise pentru ultima porţiune unde arderile tîrzii modifică legea de ardere.

Luînd în considerare toate elementele prezentate se constată că prin intermediul studiului diagramei indicate se poate obţine:

— în mod corect, legea de ardere considerînd căldura utilă;

— în mod aproximativ sfîrşitul aderii;

— în mod aproximativ (datorită unor ipoteze asupra schimbului de căldură) legea de ardere considerînd căldura degajată în reacţia chimică;

— corespunzător ipotezelor făcute, viteza de degajare a căldurii.

În ceea ce priveşte viteza de propagare a frontului de flacără, din prezentarea făcută rezultă că determinarea ei după datele diagramei indicate este legată de o serie de ipoteze dintre care cea a unui front de flacără cilindric (sau sferic) este cea mai grosolană.

La motoarele cu aprindere comandată, frontul de flacără are o formă foarte complexă datorită acţiunii turbulenţei şi în consecinţă viteza de propagare a frontului de flacără variază în fiecare punct [5]. Din această cauză nu se recomandă să se folosească determinarea vitezei de propagare a frontului de flacără după diagrama indicată şi nici să se discute performanţele motoarelor în baza studiului variaţiei acestei viteze.

5. Elementele cercetate se analizează pentru a determina modul în care pot caracteriza fenomenul de ardere.

Trebuiesc reamintite următoarele elemente:

— fenomenul de ardere este variabil de la ciclu la ciclu;

— informații exacte asupra fenomenului de ardere se obțin prin această metodă numai pentru degajarea căldurii utile;

— parametrii care influențează arderea sînt atît de numeroși încît este imposibil să se reproducă identic legea de ardere printr-un control al reglajelor motorului (chiar dacă s-ar putea realiza acest lucru, de la un ciclu la altul, factorii aleatorii ar modifica legea de ardere);

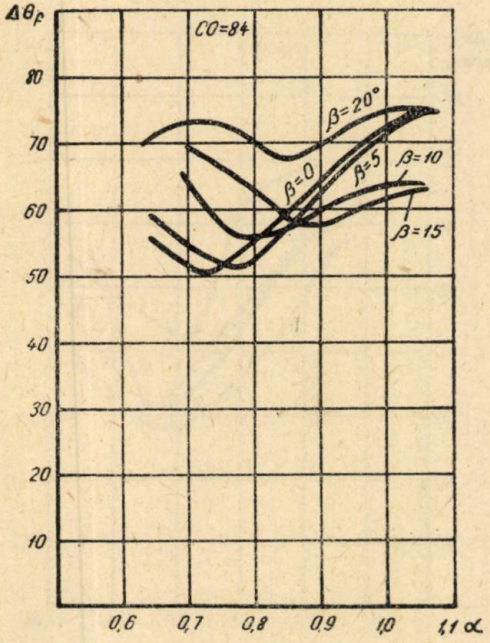


Fig. 7. — Durata arderii $\Delta\theta_f$ în funcție de coeficientul excesului de aer α, avansul la aprindere β ca parametru; (determinări făcute pe baza legii de ardere). Benzină CO = 84.

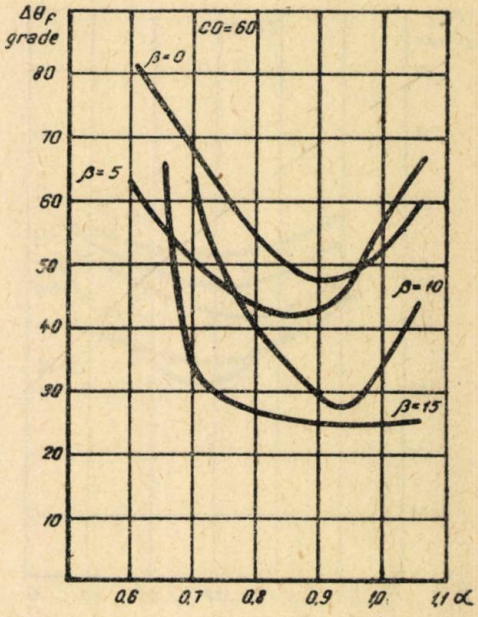


Fig. 8. — Durata arderii, $\Delta\theta_f$ în funcție de coeficientul excesului de aer α, avansul la aprindere β ca parametru; (determinări făcute pe baza legii de ardere). Benzină CO = 60.

— forma generală a legilor de ardere în regim nedetonant este asemănătoare.

În consecință se vor analiza numai indicii generali ai procesului de ardere, cum ar fi cantitatea de căldură care se dezvoltă pînă la un moment dat. Un asemenea indice poate fi durata de ardere definită în mod arbitrar drept perioada de timp scursă între apariția scînteii la bujie și degajarea a 90% din căldura utilă.

Se indică în figurile 7 și 8 modul în care variază durata arderii astfel definită.

Se constată că durata arderii prezintă un minimum în funcție de coeficientul excesului de aer în domeniul dozajelor bogate, ceea ce arată că viteza medie de ardere prezintă un maximum pentru acel punct. Durata arderii este micșorată pînă la o anumită limită de mărirea avansului. În cazul benzinei de cifră octanică redusă durata arderii scade mult mai

mult (în special cu creşterea avansului) datorită apariţiei regimului detonant.

Deoarece determinarea sfîrşitului arderii după legea de ardere este legată de o serie de calcule se compară această metodă cu alte criterii cunoscute în literatură [5] [6], pentru determinarea duratei arderii şi anume sfîrşitul arderii ce defineşte pînă la atingerea presiunii maxime sau temperaturii maxime în cilindru.

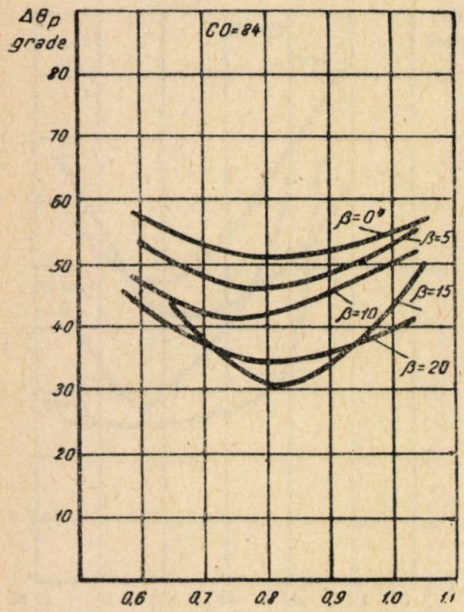


Fig. 9. — Durata arderii $\Delta\theta_p$ în funcţie de coeficientul excesului de aer α, avansul la aprindere β ca parametru; (determinări făcute pentru presiunea maximă). Benzină CO = 84.

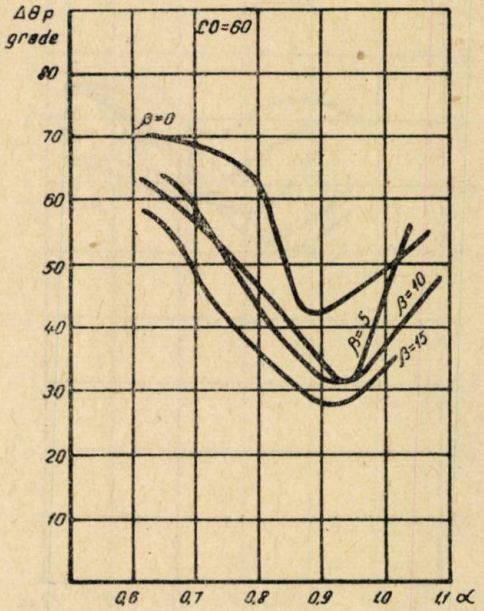


Fig. 10. — Durata arderii $\Delta\theta_p$ în funcţie de coeficientul excesului de aer α, avansul la aprindere β ca parametru; (determinări făcute pentru presiunea maximă). Benzină CO = 60.

În figurile 9 şi 10 se prezintă durata arderii determinată după valoarea presiunii maxime, iar în figurile 11 şi 12 durata arderii determinată după temperatura maximă.

Se constată că aceste curbe prezintă un minimum fără însă a avea sensul de variaţie al curbelor din figura 7 şi 8; forma curbelor este diferită, variaţia fiind mai accentuată pentru determinările făcute după valoarea temperaturii maxime. În consecinţă, nici presiunea maximă şi nici temperatura maximă, nu pot defini direct sau printr-o relaţie de proporţionalitate sfîrşitul arderii.

S-a cercetat în continuare legătura care se poate stabili între viteza de ardere şi viteza de propagare a frontului de flacără w_f determinată în ipotezele menţionate la punctul 3 al acestei lucrări. Se constată că nu se poate stabili corespondenţa între viteza de ardere şi viteza de

propagare a frontului de flacără. În figura 13 se prezintă cîteva cazuri tipice.

Din curbele din figura 13 se constată că nu există corespondență între maximum vitezei de ardere și maximum vitezei de propagare a frontului de flacără. De asemenea, se constată că viteza de ardere este mai mult influențată de reglajele motorului decît viteza de propagare a frontului de flacără.

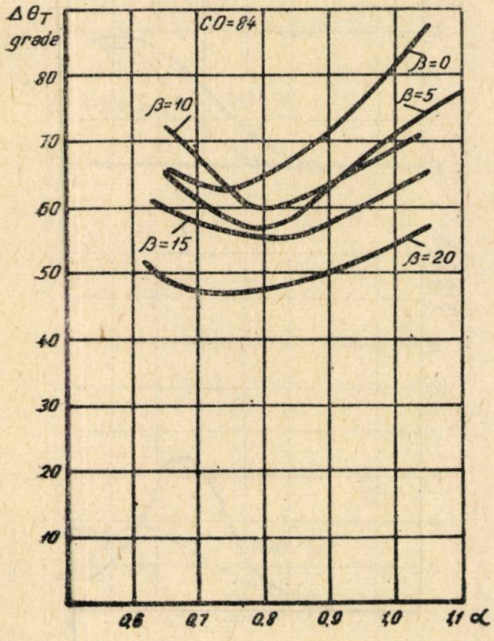


Fig. 11. — Durata arderii $\Delta\theta_T$ în funcție de coeficientul excesului de aer α, avansul la aprindere β ca parametru (determinări făcute pentru temperatura maximă). Benzină CO=84.

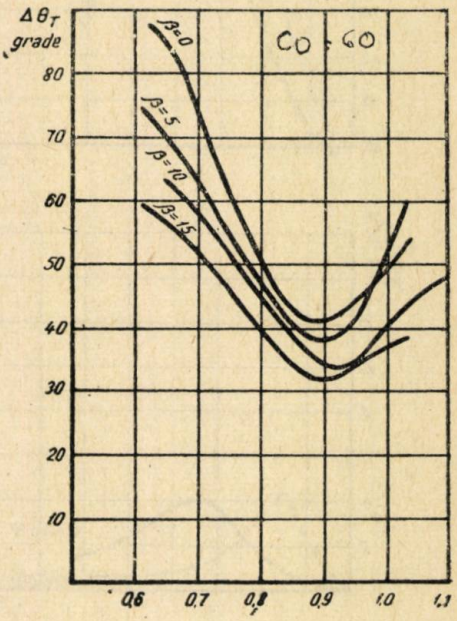


Fig. 12. — Durata arderii $\Delta\theta_T$ în funcție de coeficientul excesului de aer α, avansul la aprindere β ca parametru (determinări făcute pentru temperatura maximă). Benzină CO = 60.

Curbele prezentate în figurile 7 și 8 permit să se constate că durata arderii se poate restabili prin varierea avansului la aprindere în funcție de coeficientul excesului de aer. O asemenea lege de variație este prezentată în figura 14 și ea exprimă în fond curbele de restabilire a vitezei medii a arderii. Evident că se pot găsi și alte criterii de apreciere ale arderii, de exemplu, durata pînă la care se stabilește viteza maximă de ardere. Din cercetarea vitezei de ardere, rezultă că viteza maximă de ardere se obține (pentru o valoare fixă a avansului la aprindere) la aproximativ același unghi al arborelui cotit (fig. 15). Această constatare se poate explica prin aceea că la turație și avans la aprindere constant turbulența este constantă și prin urmare viteza normală de ardere nu variază. În consecință, restabilirea prin varierea reglajelor motorului a maximului

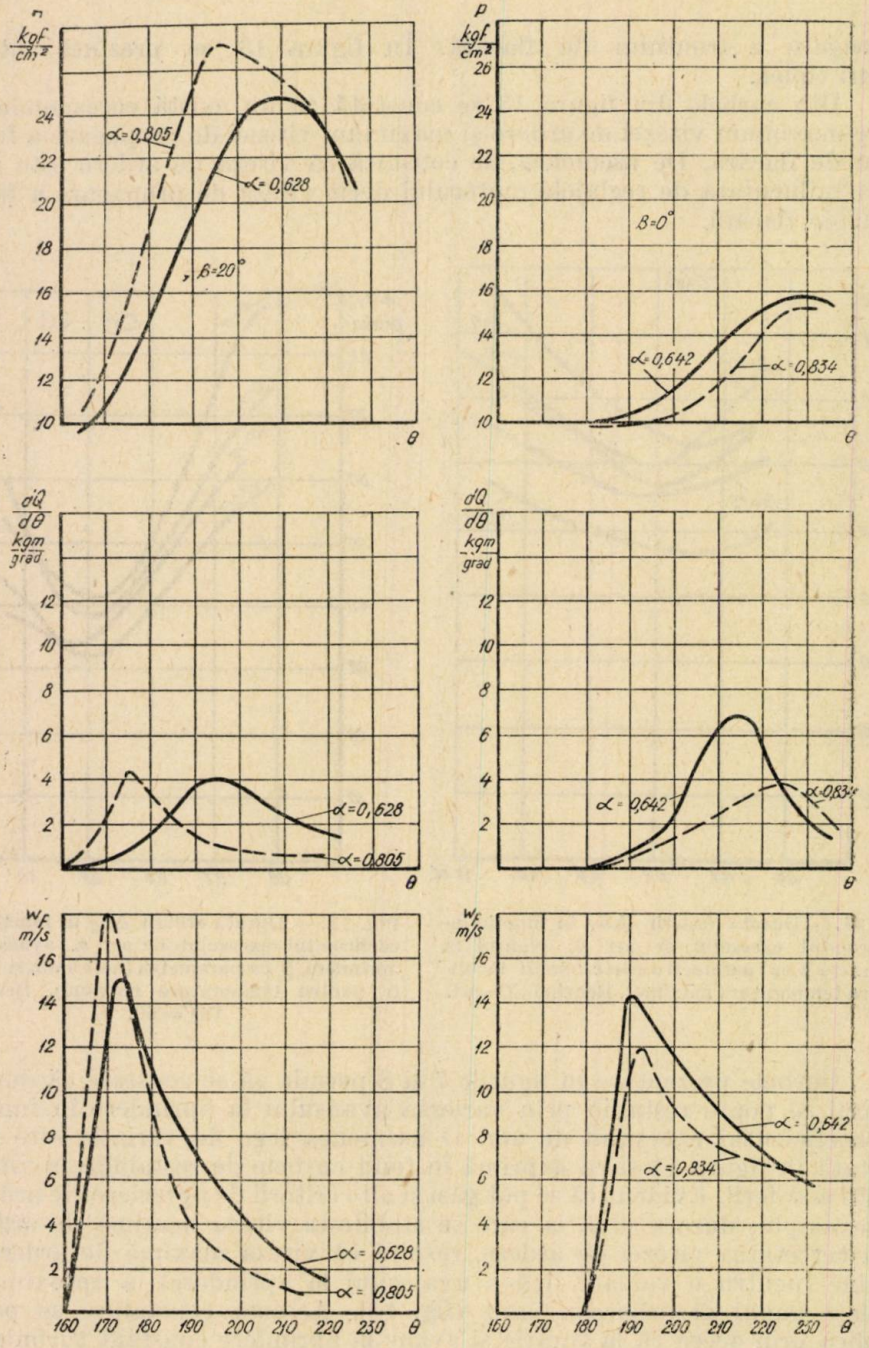


Fig. 13. — Variația presiunii p, a vitezei de ardere $\frac{dQ}{d\theta}$ și a vitezei de deplasare a frontului de flacără w_f, pentru diferite avansuri β și coeficienți ai excesului de aer α.

vitezei de ardere nu poate fi un indiciu pentru restabilirea procesului de ardere.

Dintre parametrii studiați, numai durata arderii prezintă variații cu avansul și dozajul și în consecință, problema care se pune este aceea a modului în care reflectă aceste variații modificarea puterii și economicității motorului.

Din cercetarea curbelor din figura 16 în care se prezintă variația lucrului mecanic indicat pe ciclu, rezultă următoarele :

— maximum lucrului mecanic indicat nu corespunde valorii minime a duratei arderii ;

— curbele de reglaj ce-ar rezulta din exprimarea condiției de a avea maximum de lucru mecanic au o pantă mult mai mare decît curbele din figura 14 care defineau reglajul restabilirii duratei arderii.

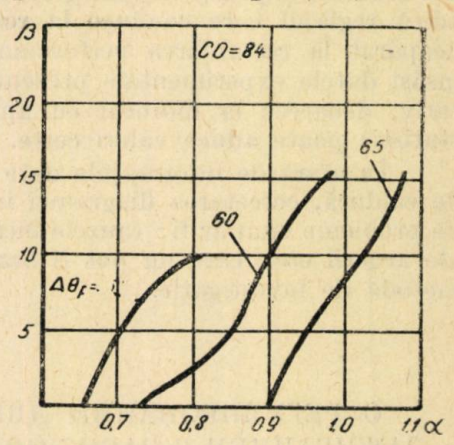


Fig. 14. — Legătura dintre avansul la aprindere β și coeficientul excesului de aer α pentru a menține aceeași durată a arderii $\Delta\theta_f$. Benzină CO = 84.

* * *

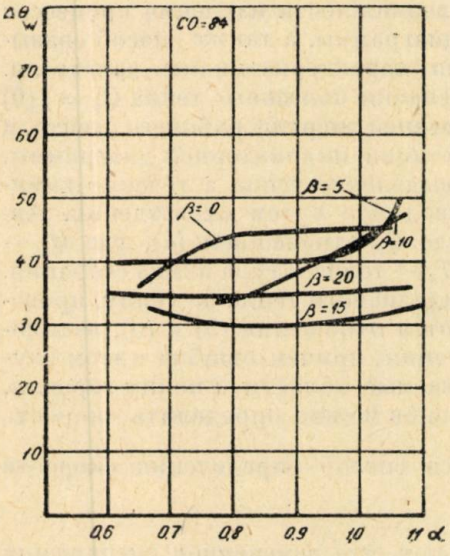


Fig. 15. — Durata în grade de manivelă pînă la care se atinge viteza maximă de ardere în funcție de coeficientul excesului de aer α, avansul la aprindere β ca parametru. Benzină CO = 84

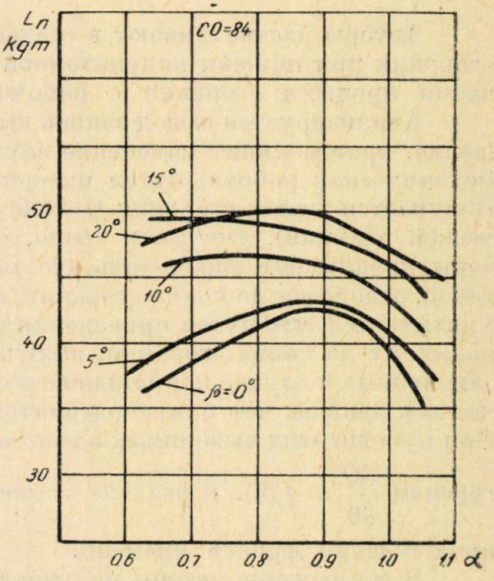


Fig. 16. — Dependența dintre lucrul mecanic indicat L_i și coeficientul excesului de aer α, avansul la aprindere β parametru. Benzină CO = 84.

Studiul făcut a scos în relief posibilitatea reglării motorului astfel ca să se restabilească anumite valori caracteristice ale procesului de ardere deduse pe baza diagramei indicate. O legătură directă între caracteristicile studiate şi performanţele globale ale motorului nu se poate determina, adică reglajul care conduce la restabilirea duratei arderii nu conduce neapărat la restabilirea performanţelor optime ale motorului. În plus, însăşi datele experimentale prezentate trebuiesc privite sub aspect calitativ, deoarece la motorul cu aprindere comandată numai un studiu statistic poate aduce valori certe.

În afară de informaţiile date asupra arderii sau asupra schimbului de căldură, cercetarea diagramei indicate permite să se studieze o serie de probleme cum ar fi : cauzele încălzirii motorului, ale duratei exagerate ale arderii etc., care nu pot fi lămurite şi remediate decît prin această metodă de investigaţie.

О РЕГУЛИРОВАНИИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ОТДЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

РЕЗЮМЕ

Авторы рассматривают в статье возможности изучения процессов сгорания при помощи индикаторной диаграммы, а также способ связывания процесса сгорания с рабочими характеристиками двигателя.

Анализируется вывод закона выделения полезного тепла $Q_u = f(\theta)$ (тепло, производящее изменение внутренней энергии рабочего агента, и механическая работа) путем интерпретации индикаторной диаграммы. Получается закон сгорания $Q = f(\theta)$ (выделение тепла в течение химической реакции), учитывая тепло, отводимое путем охлаждения. Авторы предлагают определить это тепло Q_r отношением (4), где Q_{rf} — тепло, отводимое до конца сгорания, а T_f — температура конца сгорания. Указывается, что путем приведения выделяемого тепла к теплу, производимому до конца сгорания, получаются отношения (5) и (6), взаимозаменяемые в случае нормального сгорания, причем ошибка в этом случае тем меньше, чем ближе рассматриваемые области к концу горения. При помощи этих выводимых здесь законов можно определить скорость горения $\frac{dQ}{d\theta} = f(\theta)$. В разделе 3 дается способ определения скорости продвижения фронта пламени.

В заключение авторы подчеркивают, что изменением опережения зажигания β и коэффициента избытка воздуха α можно восстановить продолжительность сгорания, выводимую из кривой выделения полезного тепла (рис. 7, 8). Уточнение продолжительности горения по этой кривой не соответствует другим способам определения конца горения

(рис. 9, 10, 11, 12). Авторы не сумели установить связь между регулированием для получения максимума средней скорости горения и максимумом механической работы.

Так как определение скорости продвижения фронта пламени делается на основании закона горения, прибегая к большому числу гипотез, несоответствующих действительности, не рекомендуется применять полученные таким образом значения.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Изучение по участкам индикаторной диаграммы.

Рис. 2. — Закон горения.

Рис. 3. — Закон горения; выделение полезного тепла, а также тепла, образуемого при химической реакции.

Рис. 4. — Графическое определение местоположения фронта пламени.

Рис. 5. — Кривая пути движения фронта пламени в определенном направлении.

Рис. 6. — Закон горения, выведенный прибавлением к полезному теплу тепла, обмениваемого со внешней средой, определяемой: 1 — по отношению Бриллинга; 2 — по закону линейного изменения; 3 — по предлагаемому авторами отношению.

Рис. 7 — Время горения $\Delta\theta_f$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха α; опережение зажигания β в качестве параметра; (определения производились на основании закона горения). Бензин с октановым числом 84.

Рис. 8. — Время горения $\Delta\theta_f$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха α; опережение зажигания β в качестве параметра; (определения производились на основании закона горения). Бензин с октановым числом 60.

Рис. 9. — Время горения $\Delta\theta_p$ в зависимости от избытка воздуха α; в качестве параметра — опережение зажигания β; (определения производились при максимальном давлении). Бензин с октановым числом 84.

Рис. 10. — Время горения $\Delta\theta_p$ в зависимости от избытка воздуха α; в качестве параметра — опережение зажигания β; (определения производились при максимальном давлении). Бензин с октановым числом 60.

Рис. 11.— Время горения $\Delta\theta_T$ в зависимости от избытка воздуха α; опережение зажигания β в качестве параметра; (определения производились при максимальной температуре). Бензин с октановым числом 84.

Рис. 12. — Время горения $\Delta\theta_T$ в зависимости от избытка воздуха α; опережение зажигания β в качестве параметра; (определения при максимальной температуре). Бензин с октановым числом 60.

Рис. 13. — Изменение давления p, скорости зажигания $\frac{dQ}{d\theta}$ и скорости продвижения фронта пламени W_f для различных значений опережения β и коэффициентов избытка воздуха α.

Рис. 14. — Связь между опережением зажигания β и коэффициентом воздуха α, позволяющая сохранить одно и то же время сгорания $\Delta\theta_f$. Бензин с октановым числом 84.

Рис. 15. — Продолжительность, выражаемая в углах коленчатого вала, до которых осуществляется максимальная скорость горения в зависимости от коэффициента воздуха α; опережение зажигания β в качестве параметра. Бензин с октановым числом 84.

Рис. 16. — Зависимость индикаторной механической работы L_i и коэффициента избытка воздуха α; в качестве параметра — опережение зажигания β. Бензин с октановым числом 84.

SUR LE RÉGLAGE DES MOTEURS À ALLUMAGE SÉPARÉ EN FONCTION DU PROCESSUS DE COMBUSTION

RÉSUMÉ

Dans cet article, les auteurs se proposent de présenter les possibilités qu'offre, pour l'étude des phénomènes de combustion, le diagramme du travail indiqué et la manière dont on peut établir une relation entre le processus de combustion et les performances du moteur.

Ils analysent la déduction de la loi du dégagement de la chaleur utile $Q_u = f(\theta)$ (chaleur produisant la variation de l'énergie interne du fluide employé et du travail) par l'interprétation du diagramme du travail indiqué. Ils obtiennent la loi de la combustion $Q = f(\theta)$ (dégagement de la chaleur produite par la réaction chimique) en prenant en considération la chaleur évacuée par refroidissement. Les auteurs proposent, pour le calcul de cette chaleur Q_r, l'utilisation de la relation (4), où Q_{rf} représente la chaleur évacuée jusqu'à la fin de la combustion et T_f la température à la fin de la combustion. Ils montrent qu'en rapportant la chaleur dégagée à la chaleur produite jusqu'à la fin de la combustion, on obtient les relations (5) et (6) qui, dans le cas d'une combustion normale, peuvent être substituées l'une à l'autre, l'erreur étant d'autant moindre que le domaine étudié est plus voisin de la fin de la combustion. La dérivation de ces lois fournit la vitesse de combustion $\frac{dQ}{d\theta} = f(\theta)$. La manière de déterminer la vitesse de propagation du front de la flamme est présentée au paragraphe 3.

Les auteurs montrent enfin que, en variant l'avance à l'allumage β et le coefficient de l'excès d'air α, on peut déterminer la durée de la combustion, déduite de la courbe de dégagement de la chaleur utile (fig. 7 et 8). Mais, il faut remarquer que la détermination de la durée de la combustion selon la courbe de dégagement de la chaleur ne correspond pas avec les autres manières de définir la fin de la combustion (fig. 9, 10, 11 et 12). Les auteurs n'ont pas encore réussi à établir la relation entre le réglage correspondant au maximum de la vitesse moyenne de combustion et le maximum du travail. Puisque la détermination de la vitesse de propagation du front de la flamme est faite en vertu de la loi de combustion, mais en tenant compte d'un trop grand nombre d'hypothèses qui n'ont rien à faire avec la réalité, il n'est pas recommandable d'utiliser les valeurs ainsi obtenues.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Etude par tronçons du diagramme du travail indiqué.
Fig. 2. — La loi de la combustion.
Fig. 3. — La loi de la combustion ; dégagement de la chaleur utile et de la chaleur produite par réactions chimiques.

Fig. 4. — Détermination graphique de la position du front de la flamme.

Fig. 5. — Courbe du parcours effectué par le front de la flamme dans une direction déterminée.

Fig. 6. — La loi de la combustion obtenue en ajoutant à la chaleur utile l'échange de chaleur avec l'extérieur :

1 — selon la relation de Brilling ; *2* — selon une relation de variation linéaire ; *3* — selon la relation proposée par les auteurs.

Fig. 7. — Durée de la combustion $\Delta\theta_f$ en fonction du coefficient de l'excès d'air α, avec l'avance à l'allumage β comme paramètre (déterminations fondées sur la loi de la combustion). Essence à indice d'octane 84.

Fig. 8. — Durée de la combustion $\Delta\theta_f$ en fonction du coefficient de l'éxcès d'air α, avec l'avance à l'allumage β comme paramètre (déterminations fondées sur la loi de la combustion). Essence à indice d'octane 60.

Fig. 9. — Durée de la combustion $\Delta\theta_p$ en fonction du coefficient de l'excès d'air α, avec l'avance à l'allumage β comme paramètre (déterminations faites à la pression maximum). Essence à indice d'octane 84.

Fig. 10. — Durée de la combustion $\Delta\theta_p$ en fonction du coefficient de l'excès d'air α, avec l'avance à l'allumage β comme paramètre (déterminations faites à la pression maximum). Essence à indice d'octane 60.

Fig. 11. — Durée de la combustion $\Delta\theta_T$ en fonction du coefficient de l'excès d'air α, avec l'avance à l'allumage β comme paramètre (déterminations faites à la température maximum). Essence à indice d'octane 84.

Fig. 12. — Durée de la combustion $\Delta\theta_T$ en fonction du coefficient de l'excès d'air α, avec l'avance à l'allumage β comme paramètre (déterminations faites à la température maximum). Essence à indice d'octane 60.

Fig. 13. — Variation de la pression p, de la vitesse de combustion $\frac{dQ}{d\theta}$ et de la vitesse de déplacement du front de la flamme w_f, correspondant à diverses avances β et coefficients de l'excès d'air α.

Fig. 14. — Relation entre l'avance à l'allumage β et le coefficient de l'excès d'air α afin de maintenir la même durée de combustion $\Delta\theta_f$. Essence à indice d'octane 84.

Fig. 15. — Durée, en degrés de manivelle, jusqu'à ce que l'on atteigne la vitesse de combustion maximum en fonction du coefficient de l'excès d'air α, avec l'avance à l'allumage β comme paramètre. Essence à indice d'octane 84.

Fig. 16. — Relation entre le travail indiqué L_i et le coefficient de l'excès d'air α, avec l'avance à l'allumage β comme paramètre. Essence à indice d'octane 84.

BIBLIOGRAFIE

1. B. SALÉ, *Contribution à l'étude de la combustion normale dans les moteurs à allumage commandé.* Revue de l'Institut français du pétrole, *6* 1040 (1958).
2. G. BĂRĂNESCU, *Calculul proceselor de ardere.* Ed. Acad. R.P.R., Bucureşti, 1955.
3. Н. М. ГЛАГОЛЕВ, *Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.* Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литеретуры, Москва, 1950.
4. W. HINZE, *Thermodynamische Analyse des Indikators-diagrammes.* Kraftfahrzeugtechnik, *2*, 44 (1958).
5. Н. В. ИНОЗЕМЦЕВ, В. К. КОШКИН, *Процессы сгорания в двигателях.* Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, Москва, 1949.
6. RICARDO, *Schnellaufende Verbrennungsmotoren.* Julius Springer, Berlin, 1932.

COCS-BRICHETE DIN CĂRBUNI NEAGLUTINANȚI SAU SLAB AGLUTINANȚI PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC*)

II. CERCETĂRI ÎN FAZĂ PILOT

DE

I. BLUM și I. NISTOR

Lucrările efectuate în laborator au arătat posibilitatea fabricării unui cocs de calitate din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți, prin tratament termochimic.

Verificarea la scara pilot a procedeului a fost începută prin experimentări asupra măruntului de cocs rezultat la cocsificarea clasică.

În vederea acestui scop, a fost amenajată o instalație pentru tratamentul termo-chimic (oxidarea) al brichetelor, într-un coș metalic de fum deservit de un ventilator de gaze arse, care permitea o oarecare reglare a temperaturii și compoziției gazelor arse. Capacitatea instalației era de 500 kg/24 ore, iar gazele arse erau rezultate la arderea unui amestec de gaz de furnal și gaz de cocs, pentru încălzirea cuptoarelor de cocsificare.

Măruntul de cocs ($W = 15{,}6\%$; $A^{anh} = 14{,}00$; $V^{anh} = 4{,}35\%$; $C^{anh} = 79{,}5\%$; $H^{anh} = 0{,}75\%$ și $Q_{inf}^{anh} = 6\,621$ kcal/kg) cu o granulație de 0...5 mm a fost brichetat cu bitum de petrol neparafinos tip B (temperatura de înmuiere I. B. 81°C) în prese valțuri, brichete având formă ovoidală.

Tratamentul termochimic s-a efectuat cu un amestec de gaze arse și aer, iar rezistențele mecanice ale cocsurilor au fost determinate la toba Micum (tabela 1).

---

*) Lucrare prezentată la Sesiunea de Comunicări a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 31 martie—2 aprilie 1960.

Tabela 1

Compoziția șarjei, regimul termic de oxidare și rezistența mecanică la toba „Micum" a brichetelor din mărunt de cocs (0–5 mm) și bitum de petrol

Proba	Nr. crt.	Compoziția șarjelor brichetate raportate la 105°C	Durata oxidării ore	Temperatura de oxidare °C	Compoziția gazelor arse % vol.	W %	A^{anh} %	V^{anh} %	Rezistența mecanică a brichetelor determinată la toba „Micum"			
									M_{40}	M_{40-20}	M_{20-10}	M_{10}
I	1	Mărunt de cocs Reșița 0–5 mm 82,2 % și bitum industrial neparafinos tip B (temp. de înmuiere I.B. 81°C) 17,8 %	1	245–255	Co_2 = 10,0 ; O_2 = 9,2	0,34	14,66	19,41	83,6	5,0	0,8	10,6
	2		2	236–266	CO_2=6,2 ; O_2=14,6	0,83	16,70	19,25	91,4	1,6	0,6	6,6
	3		6	239–256	CO_2=4,8 ; O_2=15,1	0,50	13,50	18,61	92,6	1,0	0,4	6,0
	4		10	243–270	CO_2=6,0 ; O_2=12,2	1,01	15,57	14,43	86,8	2,0	0,5	10,7
II	5	Mărunt de cocs Reșița 0–5 mm 85,8 % și bitum industrial neparafinos tip B (temp. de înmuiere I.B. 81°C) 14,2 %	2	242–262	CO_2=5,3 ; O_2=14,2	0,65	14,45	18,53	91,6	1,0	0,4	7,0
	6		6	241–262	CO_2=7,8 ; O_2=11,2	1,37	13,67	12,36	92,2	1,0	0,2	6,6
	7		10	243–270	CO_2=4,2 ; O_2=12,0	0,73	14,09	10,33	83,6	4,0	0,8	11,6
	8	Mărunt de cocs Reșița 0–5 mm 88,2 % și bitum industrial neparafinos tip B (temp. de înmuiere I.B. 81°C) 11,8 %	2	242–262	CO_2=5,3 ; O_2=14,2	0,43	13,95	10,52	91,0	1,8	0,6	6,6
	9		6	240–262	CO_2=7,8 ; O_2=11,2	1,04	14,49	9,22	92,0	0,9	0,2	6,9
	10		10	251–263	CO_2=12,1 ; O_2=9,4	1,17	15,92	8,96	86,6	3,6	0,6	9,2

Durata optimă a tratamentului termochimic, în condițiile experimentale descrise, era cuprinsă între 2...6 ore.

Temperatura la care a avut loc tratamentul a variat în condițiile instalației pilot de la 240°C la 270°C. Analiza gazelor arse, indică variația conținutului de oxigen între 9,2 și 15,1%; trebuie menționat că nu s-a putut lucra întotdeauna cu procentul optim de oxigen 14...17%, datorită

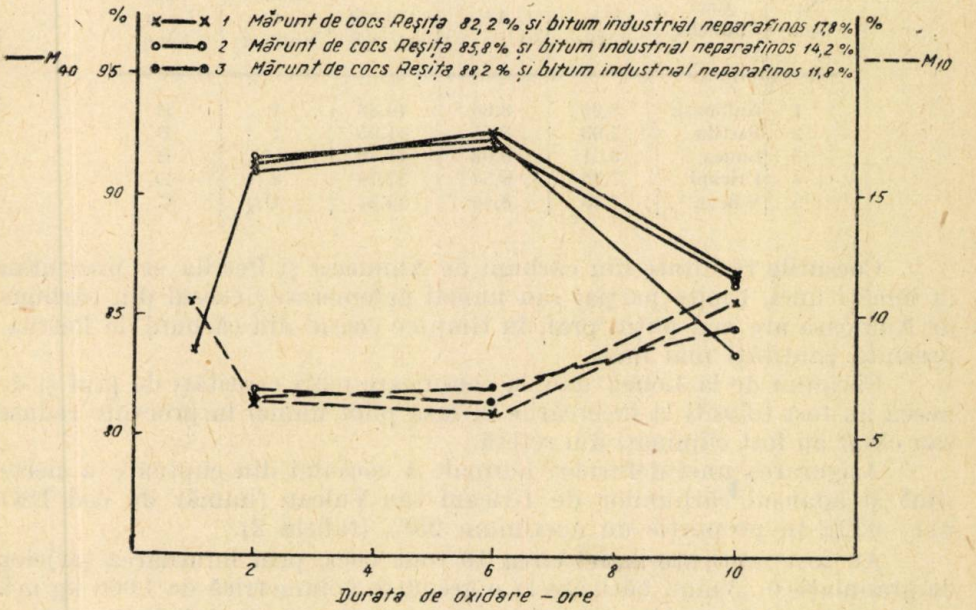


Fig. 1. — Variația rezistenței mecanice a cocsului-brichete, determinată la toba Micum, în funcție de durata tratamentului termochimic și cantitatea de liant.

dependenței de instalațiile productive. Conținutul de materii volatile în cocsul brichete, scade o dată cu mărirea duratei tratamentului termochimic.

Rezistența mecanică a brichetelor a variat după tratamentul termochimic, între limite $M_{40} = 83,6 - 92,2$ și $M_{10} = 6,6 - 11,6$ (fig. 1).

★

Pentru obținerea unor cantități mai mari de cocs brichete din cărbuni neaglutinanți, sau slab aglutinanți prin tratament termochimic, trebuia în primul rînd găsită o cale pentru degazarea cărbunilor.

Din datele chimico-tehnice anterioare, se știa despre slaba capacitate de cocsificare a cărbunilor de la Aninoasa (număr de cod ISO 611—711), Petrila (număr de cod ISO 701—711) și Lonea (număr de cod ISO 700—701) și ca urmare au fost efectuate o serie de experimentări la o instalație pilot clasică de cocsificare, prevăzute cu cuptoare de circa o tonă capacitate și o lățime de 400 și 450 mm, pentru degazarea cărbunilor amintiți.

Iniţial au fost infurnaţi în cutii, individual, cărbunii de la Petrila, Aninoasa şi Lonea (tabela 2).

Tabela 2

Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor folosiţi la experimentările de la staţia pilot de cocsificare clasică

Nr. crt.	Cărbunele	$W\%$	$A\%$	$V\%^{anh}$	Indice de umflare	Cocs Gray-King
1	Aninoasa	8,98	8,86	40,86	1	B
2	Petrila	7,63	8,75	41,25	1	B
3	Lonea	9,21	9,02	41,70	$^1/_2$	B
4	Uricani	7,85	8,54	37,78	2	D
5	Vulcan	7,88	8,46	39,21	$1^1/_2$	C

Cocsurile rezultate din cărbuni de Aninoasa şi Petrila se prezentau în bucăţi mici, topite parţial sau numai aglomerate; cocsul din cărbune de Aninoasa are mai puţin praf, în timp ce cocsul din cărbuni de Petrila, prezintă cantităţi mai mari.

Cărbunii de la Lonea dau la cocsificare mari cantităţi de praf şi de aceea au fost folosiţi la încercările în fază pilot numai în procente reduse sau chiar au fost eliminaţi din reţetă.

Asigurarea unei defurnări normale a cocsului din cuptoare a necesitat şi adausul cărbunilor de Uricani sau Vulcan (număr de cod ISO 611—622), în proporţie de maximum 25% (tabela 2).

Au fost fabricate astfel circa 10 tone cocs, prin infurnarea şarjelor de granulaţie 0...3 mm, bătucite la o greutate volumetrică de 1000 kg/m^3.

Compoziţiile şarjelor efectuate sînt menţionate în tabela 3.

După cum reiese din experimentările efectuate, cocsul obţinut din cărbuni Petrila, Aninoasa, Uricani sau Vulcan este un cocs foarte slab, cu o rezistenţă mecanică scăzută, totuşi uşor defurnabil.

Acesta a fost însă şi scopul cercetărilor noastre pentru această fază a procesului tehnologic.

Cocsul obţinut trebuie să fie destul de rezistent, pentru a se putea executa defurnarea normală a pilotului, însă trebuia să fie cît mai puţin coerent pentru a se putea măcina uşor, în vederea brichetării ulterioare.

Prin adausul a circa 25% cărbuni de Uricani sau Vulcan, la şarja compusă din cărbuni de Aninoasa şi Petrila, se ajunge tocmai la un asemenea cocs.

Cărbunele degazat (cocsul slab) astfel obţinut a fost măcinat prin valţuri la o granulaţie 0...5 mm. Caracteristicile chimico-tehnice ale amestecului de cocs obţinute în cele 14 înfurnări, au fost următoarele:

— umiditate % 12,84,
— cenuşă % 13,07,
— materii volatile % 2,13,

— putere calorică inferioară^{anh} kcal/kg 6 478,
— carbon^{anh}% 76,41,
— hidrogen^{anh}% 1,07,
— sulf total^{anh}% 2,40.

Tabela 3

Compoziția șarjei și aspectul cocsului rezultat la încercările de cocsificare în fază pilot a cărbunilor Petrila-Aninoasa Lonea cu adaus de cărbuni Uricani sau Vulcan

Nr. crt.	Compoziția șarjei	Aspectul cocsului
1	Aninoasa — 100%	Cocs bucăți cu praf — defurnare normală — după ieșirea din cuptor pilotul de cocs nu prezintă stabilitate.
2	Aninoasa — 72% Petrila — 28%	Cocs în bucăți mai mari decît la Aninoasa individual dar mai friabil și cu praf mai mult.
3	Aninoasa — 85% Petrila — 15%	Cocs în bucăți potrivite cu praf destul de puțin la defurnare — aspect frumos.
4	Aninoasa — 60% Petrila — 30% Uricani — 10%	Cocs bucăți mici cu destul praf.
5	Aninoasa — 50% Petrila — 25% Uricani — 25%	Cocs bucăți mari, fără praf — pilot stabil — rezistența la toba Micum ; M_{40} = 3,2 M_{40-20} = 8,2 M_{20-10} = 15,2 M_{10} = 73,4
6	Aninoasa — 40% Petrila — 40% Uricani — 20%	Cocs bucăți potrivite — cu destul praf.
7	Aninoasa — 40% Petrila — 40% Vulcan — 20%	I d e m — proba 6.
8	Aninoasa — 40% Petrila — 35% Vulcan — 25%	Cocs bucăți potrivite — praf relativ scăzut.
9	Aninoasa — 80% Lonea — 10% Uricani — 10%	Cocs mărunt — cu puțin praf ; mai bun ca proba 4.
10	Aninoasa — 65% Lonea — 15% Uricani — 20%	Cocs bucăți mărime medie — praf puțin — pilotul stabil parțial după defurnare.
11	Aninoasa — 70% Lonea — 10% Uricani — 20%	Cocs bucăți mărime medie — praf puțin — pilotul stabil după defurnare.
12	Aninoasa — 75% Lonea — 10% Uricani — 15%	Cocs bucăți mărime medie — cantitate de praf potrivită — pilotul stabil parțial după defurnare.
13	Aninoasa — 50% Lonea — 20% Uricani — 30%	Cocs bucăți mari — cantitate medie de praf
14	Aninoasa — 50% Petrila — 25% Vulcan — 25%	Cocs bucăți mari — fără praf — pilot stabil.

Analiza granulometrică % :

	+5 mm	4,2,
2,5	—5 mm	13,2,
2	—2,5 mm	2,4,
1,5	—2 mm	7,2,
1,0	—1,5 mm	14,00,
0,75	—1,0 mm	11,6,
0,50	—0,75 mm	13,4,
0,25	—0,50 mm	20,0,
0	—0,25 mm	14,0.

Astfel s-a demonstrat la scară pilot posibilitatea înfurnării în cuptoarele clasice de cocs a cărbunilor din estul Văii Jiului, în amestec cu circa 25% cărbuni de Uricani sau Vulcan, urmînd ca aceste cercetări să fie continuate şi pe scară semiindustrială.

★

Cocsul obţinut din cărbuni de Aninoasa, Petrila, Lonea, Vulcan şi Uricani la staţia pilot de cocsificare clasică, adus la o granulaţie de 0...5 mm, a fost brichetat în prese valţuri; brichetele ovoide fabricate într-o cantitate de circa 10 tone aveau dimensiunile 32 × 45 × 55 mm.

Lianţii folosiţi au fost bitumul industrial parafinos şi bitumul industrial neparafinos; caracteristicile lor fizico-chimice sînt redate în tabela 4.

Tabela 4

Caracteristicile fizico-chimice ale lianţilor utilizaţi la experimentările de cocsificare în faza pilot

Liantul	Bitum industrial parafinos	Bitum industrial neparafinos
Punct de înmuiere inel şi bilă în °C	84	73
Solubilitate în sulfură de carbon %	98,57	99,23
Punctul de inflamabilitate *M* în °C	306	312
Puterea calorică superioară kcal/kg	10 247	10 037
Cenuşa %	0,17	0,15
Apa %	0,1	0,1
Carbon %	83,98	79,98
Hidrogen %	10,43	9,54

Cantitatea de liant folosită la brichetare a fost de 9,5%; brichetele obţinute au fost apoi oxidate în curent de gaze arse — a căror compoziţie a variat între 5,3...9,6% CO_2 şi 15,4...11,2% O_2 — la o temperatură de 247...272°C, timp de 4 ore.

Pentru stabilirea unui regim de tratament termo-chimic adecuat, brichetele obținute în condiții industriale, au fost oxidate în regim strict controlat, în laborator la 250°C, cu gaze arse, care conțineau 2% CO_2 și

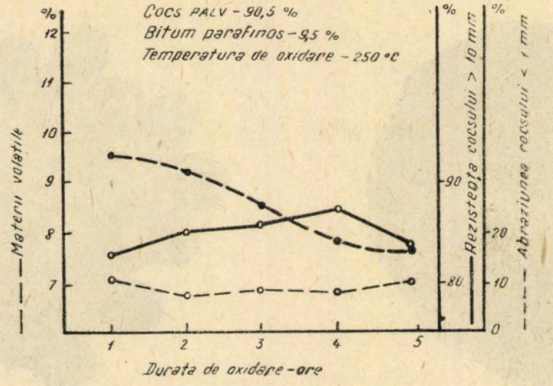


Fig. 2

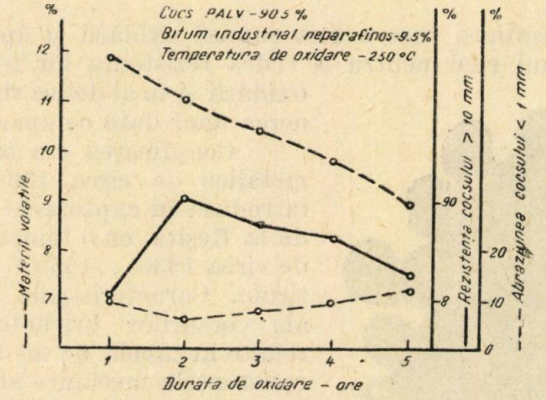


Fig. 2 și 3. — Variația rezistenței mecanice și a conținutului de materii volatile la cocs-brichete, în funcție de durata tratamentului termochimic.

18,8% O_2 și s-a urmărit în funcție de durata tratamentului termo-chimic, variația rezistenței mecanice și a conținutului de materii volatile (fig. 2—3).

Astfel, din datele obținute în laborator, rezultă că pentru brichetele cu bitum parafinos, durata optimă a tratamentului termo-chimic (oxidării) este de 4 ore la 250°C, în timp ce pentru brichetele cu liant neparafinos, această durată este numai de 2 ore. Materiile volatile scad pe măsură ce oxidarea avansează, fiind în cantitate mai redusă la brichetele cu liant parafinos.

În vederea unor încercări premergătoare celor din furnalul înalt, s-au pregătit pentru a fi încercate într-un cubilou experimental, o probă de brichete cu liant neparafinos şi o probă de brichete cu liant parafinos, care au fost oxidate; de asemenea, s-a mai pregătit o probă de brichete,

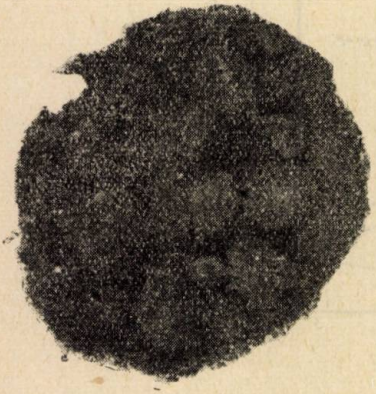


Fig. 4. — Brichete crude cocsificate (liant parafinos 9,5%).

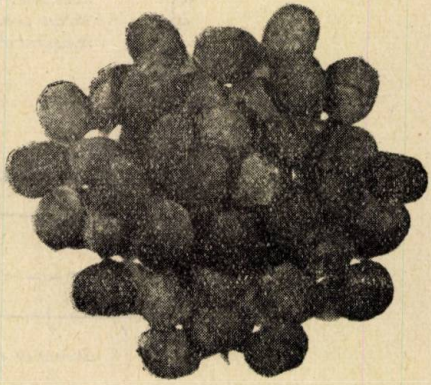


Fig. 5. — Brichete oxidate, recocsificate (liant parafinos 9,5%).

tot cu liant parafinos, care a fost supusă oxidării şi apoi recocsificării, aceasta în primul rînd pentru a vedea rezistenţa lor termică în urma oxidării şi în al doilea rînd, pentru obţinerea unor date comparative.

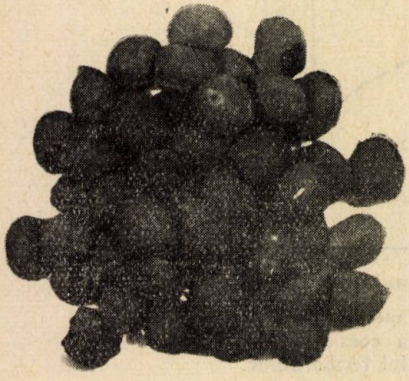


Fig. 6. — Cocs-brichete oxidate (liant parafinos 9,5%).

Cocsificarea s-a efectuat în cutii metalice de circa 120 kg, capacitate introdusă în cuptoarele clasice de cocs de la Reşiţa, cu o temperatură de regim de circa 1330...1350°C în canalele verticale. Caracteristicile chimico-tehnice ale cocsurilor brichete obţinute sînt redate în tabela 5; au fost determinate rezistenţele mecanice ale brichetelor de cocs la toba Micum (tabela 6).

Din datele prezentate, rezultă că procesul de tratament termochimic al brichetelor, le conferă acestora o rezistenţă termică apreciabilă.

Acest fapt a fost verificat prin încercări de laborator şi asupra brichetelor mixte cu minereu de fier, a brichetelor cu cărbuni cruzi cît şi a celor numai cu minereu. Cocsul brichete obţinut din cărbuni degazaţi PALUV şi bitum industrial parafinos, prin tratament termo-chimic, prezintă caracteristici chimico-tehnice îmbunătăţite faţă de materia primă.

Astfel, umiditatea este redusă şi uniformă (2...3%) datorită stingerii cocsului brichete la 250°C, iar cenuşa şi sulful au valori mai reduse (A =

= 12,30% față de 13,07%, iar S_t = 2,05% față de 2,40% în cărbunele degazat).

Tabela 5

Caracteristicile chimico-tehnice ale cocsurilor brichete

Caracteristici tehnico-chimice	Cocs-brichete cu bitum industrial neparafinos	Cocs-brichete cu bitum industrial parafinos	
	Oxidate	Oxidate	Oxidate și recocsificate
Umiditate %	3,11	3,39	2,62
Cenușă %	13,84	12,30	13,59
Materii volatile %	9,35	7,87	1,65
Put. cal. inf. anh kcal/kg	6776	6877	6747
C^{anh}%	75,05	76,57	78,91
H^{anh}%	1,90	1,95	0,85
S^{anh}%	2,15	2,05	2,12
Greut. specif. aparent. g/cm³	1,09	1,11	1,03

Tabela 6

Rezistența mecanică la toba Micum a cocsurilor-brichete obținute din cărbuni PALUV degazați

Indici de rezistență mecanică	Cocs-brichete cu bitum industrial neparafinos	Cocs-brichete cu bitum industr. parafinos	
	Oxidate	Oxidate	Oxidate și recocsificate
M_{40}	85,2	84,4	79,8
M_{40-20}	4,4	6,0	6,9
M_{20-10}	1,0	1,2	3,1
M_{10}	9,4	8,4	10,2

Puterea calorică inferioară, raportată la anhidru, este cu 400 kcal/kg mai ridicată la cocsul brichete (6 877 kcal/kg față de 6 478 kcal/kg la cărbunele degazat), iar conținutul de hidrogen este aproape dublu (1,95% față de 1,07%) materiile volatile reprezintă 7,87% în cocsul brichete, față de 2,13% în cărbunele degazat.

Aceste materii volatile reprezintă în special hidrocarburi gazoase și hidrogen; ele conțin de asemenea și 0,5...1,0% vapori de gudron.

Gazul de furnal, rezultat la utilizarea acestui cocs brichete, va conține 1,5...2,0 g vapori de gudron/m³; această cantitate de gudron

este egală cu cea remanentă în gazul de cocs după degudronarea mecanică și inferioară cu mult cantității de gudron conținută în gazul de furnal, rezultat la topirea fontei cu mangal (7 g/m³).

Degazarea materiilor volatile din cocs, în furnalul înalt, va mări presiunea la partea superioară a acestuia și va ameliora totodată puterea calorică a gazului de furnal, de la 950 kcal/m³ la circa 1 050...1 100 kcal/Nm³ gaz.

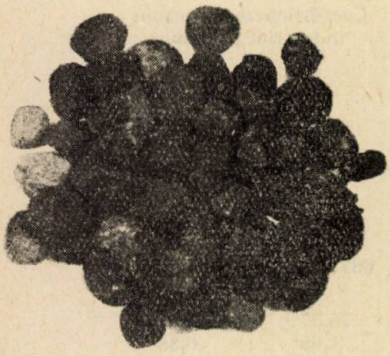


Fig. 7. — Cocs-brichete, după arderea parțială în cubilou.

Procentul mărit de hidrogen va contribui și la o reducere indirectă mai activă, după cum se știe de la folosirea mangalului în furnalul înalt (conținutul de materii volatile în mangalul de bocșe este 7...8%, iar în mangalul de retortă circa 12%).

Totodată însă, degazarea suplimentară față de cocsul clasic a celor 5% materii volatile în furnalul înalt, va micșora proporțional cantitatea de cocs care ajunge în regiunea gurilor de vînt.

Cele trei sorturi de cocs-brichete obținute din cărbuni neaglutinanți și slab aglutinanți de Valea-Jiului, degazați și brichetați cu bitum de petrol, au fost încercate în cubiloul experimental de la catedra de siderurgie a Institutului politehnic București.

Toate cele trei sorturi de cocs brichete (cu bitum de petrol neparafinos — oxidate, cu bitum de petrol parafinos — oxidate și cu bitum de petrol parafinos — oxidate și recocsificate) au avut o comportare obișnuită în cubilou, procesul de topire al fontei a decurs normal, temperatura fontei fiind peste 1300°C.

Brichetele de cocs și-au păstrat forma în timpul arderii în cubilou (fig. 7).

La brichetele obținute pe scară pilot, s-a urmărit de asemenea în laborator, variația randamentelor produselor rezultate la carbonizare în aparatul Gray-King la 600°C în funcție de durata de oxidare (fig. 8—9).

O dată cu mărirea duratei de oxidare pînă la 5 ore, rezultă creșterea randamentului de cocs cu 5—8%, scăderea gudronului rezultat cu 4—4,5% și mărirea cantității de gaz rezultat cu 600...900 cm³/100 g brichete. După datele din literatură, randamentul real de gudron reprezintă 60% din cel obținut în aparatul Gray-King.

Dacă din punct de vedere al produselor rezultate la carbonizarea în aparatul Gray-King la 600°C, este avantajoasă oxidarea cît mai înaintată a cocsului brichete, aceasta este însă limitată de obținerea unei cît mai ridicate rezistențe mecanice.

În urma cercetărilor efectuate în fază laborator și pilot, asupra obținerii cocsului brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți, prin tratament termo-chimic, rezultă următoarele:

1. Metoda folosită este deosebit de indicată pentru fabricarea cocsului-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți, lărgind considerabil baza de materii prime existente în țară.

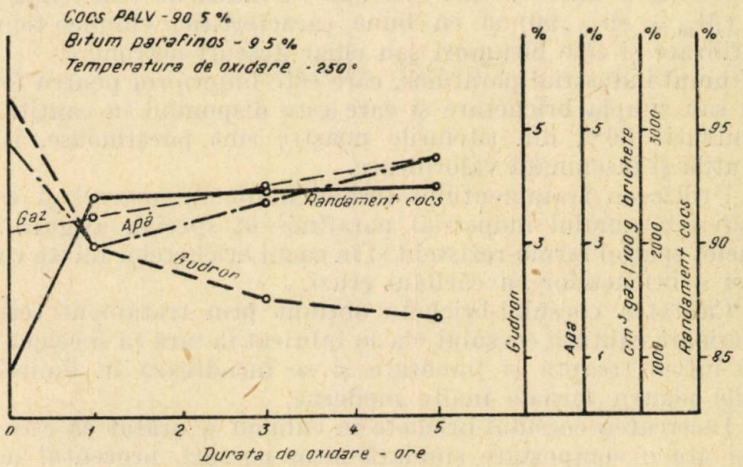


Fig. 8

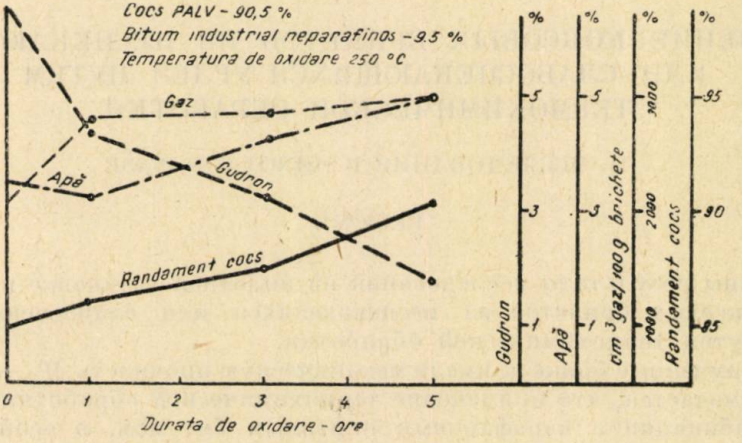


Fig. 8 și 9.— Variația randamentelor produselor rezultate la carbonizarea în aparatul Gray-King 600°C — în funcție de durata tratamentului termochimic.

2. Din cercetările efectuate la scară pilot, reiese că degazarea cărbunilor din estul Văii Jiului (Aninoasa, Petrila) se poate efectua și în cuptoarele clasice de cocs, în amestec cu 25% cărbuni Uricani sau Vulcan.

Aceste rezultate trebuie confirmate, prin cercetări viitoare, în cuptoarele industriale.

3. Folosirea mărunţilor de cocs pentru aceste prime încercări a arătat o cale pentru utilizarea lor raţională, prin obţinerea cocsului-brichete.

4. Liantul cel mai indicat este bitumul industrial parafinos, care asigură obţinerea unor cocsuri brichete cu indici de rezistenţă mecanică ridicaţi ($M_{40} = 80...90$) şi cu bune caracteristici chimico-tehnice, dar pot fi utilizate şi alte bitumuri sau chiar deşeuri petroliere.

Bitumul industrial parafinos, care este impropriu pentru folosirea la drumuri sau simpla brichetare şi care este disponibil în cantităţi importante, întrucît 80% din ţiţeiurile noastre sînt parafinoase, îşi găseşte astfel o utilă şi însemnată valorificare.

5. Utilizarea tratamentului termo-chimic în general şi combinată cu folosirea bitumului industrial parafinos în special, asigură formarea unui schelet spaţial termo-rezistent şi în cazul brichetelor mixte cu minereu de fier şi a brichetelor cu cărbuni cruzi.

6. Calitatea cocsului-brichete obţinut prin tratament termochimic este superioară calităţii cocsului clasic fabricat în ţară ca şi celei a cocsului-brichete într-o treaptă şi jumătate şi se încadrează în limitele curent admisibile pentru furnale înalte moderne.

7. Încercarea cocsului-brichete în cubilou a arătat că este rezistent termic şi are o comportare similară altor cocsuri, procentul de materii volatile mai ridicat neconstituind vreun impediment.

ПОЛУЧЕНИЕ КОКСОВЫХ БРИКЕТОВ ИЗ НЕСПЕКАЮЩИХСЯ ИЛИ СЛАБОСПЕКАЮЩИХСЯ УГЛЕЙ ПУТЕМ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

II. ИССЛЕДОВАНИЯ В ПИЛОТНОЙ ФАЗЕ

РЕЗЮМЕ

Даны результаты исследований на пилотной установке производства коксовых брикетов из неспекающихся или слабоспекающихся углей путем термохимической обработки.

Полученные брикеты имели механическую прочность $M_{40} = 80—85$.

Отмечается, что применение термохимической обработки вообще, а в комбинации с парафиновым нефтяным битумом, в особенности, обеспечивает образование теплостойкого пространственного каркаса.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Изменение механической прочности коксового брикета, определенное в барабане „MICUM" в зависимости от продолжительности термохимической обработки и количества связующего.

Рис. 2 и 3. — Изменение механической прочности и содержания летучих веществ в коксовых брикетах в зависимости от продолжительности термохимической обработки.

Рис. 4. — Сырые коксованные брикеты (парафиновое связующее 9,5 %).

Рис. 5. — Окисленные, некоксованные брикеты (парафиновое связующее 9,5 %).

Рис. 6. — Окисленные коксованные брикеты (парафиновое связующее 9,5 %).

Рис. 7. — Коксованные брикеты после частичного обжига в печи.

Рис. 8 и 9. — Изменения выхода продуктов, получаемых при обугливании в аппарате „Грэй-Кинг" при 600°С, в зависимости от продолжительности термохимической обработки.

PRODUCTION DE BRIQUETTES DE COKE DES CHARBONS NON AGGLUTINANTS OU FAIBLEMENT AGGLUTINANTS, PAR TRAITEMENT THERMOCHIMIQUE

II. RECHERCHES EN PHASE PILOTE

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent les résultats de leurs recherches en phase pilote, relatives à la production des briquettes de coke par traitement thermochimique des charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants.

Les briquettes de coke ainsi obtenues ont l'indice de résistance mécanique $M_{40} = 80-85$.

Les auteurs montrent que l'utilisation du traitement thermochimique en général, combinée avec l'utilisation du bitume de pétrole paraffineux comme liant, assure la formation d'un squelette spatial résistant à la chaleur.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Variation de la résistance mécanique des briquettes de coke, déterminée au tambour MICUM, en fonction de la durée du traitement thermochimique et de la quantité de liant.

Fig. 2 et 3. — Variation de la résistance mécanique et de la teneur en matières volatiles, des briquettes de coke, en fonction de la durée du traitement thermochimique.

Fig. 4. — Briquettes crues cokéfiées (liant paraffineux 9,5 %).

Fig. 5. — Briquettes oxydées, recokéfiées (liant paraffineux 9,5 %).

Fig. 6. — Briquettes de coke oxydées (liant paraffineux 9,5 %).

Fig. 7. — Briquettes de coke après leur cuisson partielle dans un cubilot.

Fig. 8 et 9. — Variation des rendements des produits résultés de la carbonisation, dans l'appareil de Gray-King à 600°C, en fonction de la durée du traitement thermochimique.

STUDIU DE LABORATOR PRIVIND POSIBILITATEA DESCENUȘĂRII LIGNIȚILOR CU ACIZI MINERALI*)

DE

I. BLUM, FR. BOLCHI, G. MUSCA și C. WELTMAN

Lignitii din R.P.R. cu specificul lor xiloid, se caracterizează printr-un conținut ridicat de steril, acesta constituind un impediment major, în procesele posibile de valorificare.

Sterilul se găsește în masa cărbunoasă fin diseminat și ca atare greu de îndepărtat; spălarea în lichide grele este posibilă și economică numai pînă la atingerea unui plafon, 16—20% [1].

Studii asupra posibilității valorificării lignitilor prin brichetare fără liant [2], [3] au arătat că și la acest conținut micșorat de steril, unele din condițiile de recepție impuse brichetelor sînt încă nesatisfăcătoare ca rezistența la apă. Această rezistență, după cum indică literatura, poate fi ameliorată, în urma unei descenușări mai accentuate; concluziile acestor lucrări [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11] fiind în general următoarele:

a. Sterilul din cărbuni poate fi în bună parte solubilizat cu acizi uzuali diluați; gradul de descenușare este limitat numai de silice.

b. Agentul de descenușare cel mai potrivit este acidul clorhidric în soluție. Mărirea concentrației acidului conduce, la atacul masei organice, iar cărbunii rezultați brichetați, prezintă o micșorare a rezistenței mecanice.

Alți acizi ca:

— bioxidul de sulf în stare gazoasă poate fi recuperat prin tratare cu lapte de var și calcinarea sulfitului;

— acidul azotic atacă și masa organică; soluțiile rezultate pot fi utilizate drept îngrășămînt agricol după convertirea în azotați de calciu;

— clorul gazos conduce la o descenușare pînă la același plafon a masei cărbunoase, indiferent de concentrația și timpul de contact între cele două faze; condiția fiind: cantitatea de clor să nu fie mai mică decît aceea necesară stoichiometric.

c. Cărbunii astfel tratați și brichetați fără liant dau produse cu rezistență ameliorată la apă; humații alcalinoteroși se descompun, iar higroscopicitatea cărbunelui scade [12].

*) Lucrare predată Institutului de energetică la data de 27 martie 1960.

În prezenta lucrare, la scara laboratorului, s-a urmărit descenuşarea ligniţilor cu acizi minerali, după prealabila lor spălare în lichide grele, obiectul lucrării fiind studiul diseminării sterilului.

★

S-a lucrat cu doi acizi uzuali, fiind reprezentată atît categoria acizilor neoxidanţi, cît şi a celor oxidanţi.

Dintre acizii neoxidanţi, s-a ales acidul clorhidric; literatura indică că acesta conduce la reducerea cea mai avansată a sterilului din masa cărbunoasă, iar dintre acizii oxidanţi, acidul azotic pentru a se putea compara rezultate.

Pentru descenuşare, s-au folosit două tipuri de cărbuni bruni: lignitul de Schitu-Goleşti, cu caracter pronunţat lemnos, descenuşabil prin spălare în lichide grele într-o măsură destul de mare şi lignitul de Vîrghiş, cu caracter pămîntos pronunţat, a cărui spălare în lichide grele nu se poate face decît la randamente scăzute, cenuşa fiind mult mai fin diseminată [13].

Lucrările s-au efectuat pe probe medii, din sortul granulometric 5—30 mm, separat din mărunţii 0—30 mm rezultaţi, prin ciuruire din producţia curentă a minelor respective.

Sortul 5—30 mm a fost spălat în prealabil în soluţii de clorură de zinc, de densitate 1,30, în cazul cărbunilor de Schitu-Goleşti şi 1,20 în cazul cărbunilor de Vîrghiş.

În tabelele 1 şi 2 sînt prezentate caracteristicile principale ale cărbunilor studiaţi, bruţi şi spălaţi.

Tabela 1

Analiza tehnică a cărbunilor Schitu-Goleşti şi Vîrghiş

Cărbunele		W_a^a %	A^{anh} %
Schitu Goleşti *)	brut	28,50	27,10
	spălat	19,05	10,25
Vîrghiş **)	brut	32,04	24,80
	spălat	23,30	19,75

*) Lignit tipic xiloid.
**) Lignit cu pronunţat caracter de cărbune brun pămîntos.

Tabela 2

Compoziţia cenuşii cărbunilor de Schitu-Goleşti şi Vîrghiş

Compoziţia / Lignit	SiO_2 %	Fe_2O_3 %	Al_2O_3 %	P_2O_5 %	TiO_2 %	CaO %	MgO %	MnO %	SO_3 %	Na_2O %	K_2O %
Schitu-Goleşti	44,46	12,52	18,74	0,19	0,65	10,86	2,77	0,10	8,28	1,23	0,20
Vîrghiş	23,73	15,53	8,96	0,16	0,23	18,92	2,55	0,10	28,33	0,24	1,25

În urma spălării în medii dense, din cărbunele de Schitu-Golești cu o cenușă inițială de 27,1%, s-a obținut un cărbune cu 10,25% cenușă, iar din cărbunele de Vîrghiș cu o cenușă inițială de 24,8%, s-a obținut un cărbune cu 19,75% cenușă; determinările fiind raportate la masa uscată.

Cărbunii astfel descenușați au fost tratați cu soluții acide.

Pe parcursul lucrărilor experimentale, pentru fiecare lignit au fost studiate influența naturii și concentrațiile acide, temperatura și timpul de tratare.

Încercările s-au executat pe 100 g cărbune măcinat pînă la 0,2 mm și tratați cu 1 000 cm^3 soluție de acid clorhidric, respectiv acid azotic, de diferite concentrații. Suspensia rezultată, în urma introducerii cărbunelui în soluție acidă, a fost ținută tot timpul experimentării sub agitație mecanică.

După tratare, cărbunele a fost separat din soluție, prin filtrare sub vid și spălat cu apă distilată.

În tabelele 3 și 4 se prezintă rezultatele încercărilor de descenușare a ligniților de Schitu-Golești și Vîrghiș cu soluții de acizi anorganici uzuali.

★

Din analiza rezultatelor prezentate în lucrare, rezultă:

— Indiferent de tipul lignitului în prealabil spălat în lichide grele, prin tratare cu acizi minerali se poate realiza o descenușare accentuată (40—50%).

— Descenușarea se realizează aproximativ la același plafon, indiferent de concentrația acidului, dacă acesta este de cel puțin 0,5%. Încercările cu acizi, de concentrație mai mică (0,1%), au condus la descenușări mai puțin accentuate (17—20%).

Rezultă că, în eventualitatea unor încercări pe scară mai mare, pot fi utilizate deșeuri acide, din alte prelucrări industriale.

— Consumul de acid, pentru aceeași cantitate și același cărbune, este în funcție de natura acidului utilizat; acidul epuizat la tratare, se poate reutiliza prin adaos de acid proaspăt pînă la necesarul concentrației de lucru.

— Acidul clorhidric s-a dovedit a fi mai bun în ceea ce privește eficacitatea descenușării.

— Timpul și temperatura de tratare influențează prea puțin gradul de descenușare; o jumătate de oră dovedindu-se a fi suficient, la temperatura de 25°C.

— Gradul de descenușare a ligniților noștri, astfel tratați, este relativ mai puțin pronunțat decît în cazul cărbunilor bruni pămîntoși de felul celor prezentați de literatură [5], [6], [7]. Explicația probabilă constă în faptul că ligniții noștri au un conținut mult mai mare de silicați decît cărbunii bruni pămîntoși.

Tabela 3

Descenuşarea acidă a unor cărbuni bruni lemnoşi, în prealabil spălaţi în medii dense. Influenţa timpului de tratare, a tipului şi concentraţiei acide asupra gradului de descenuşare la temperatura normală (20–25°C)

Cărbunele	Acidul	Concentr. acidului	Timpul de tratare	Cenuşa finală, raport. la masa usc.	Cenuşa dizolv., rap. la masa uscată	Rand. de descenuşare	Nr. crt.
		%	ore	%	%	%	
Schitu-Goleşti, cu 10,25 % cenuşă raportată la masa uscată	HNO_3	20,0	24,0	4,63	5,62	54,9	1
			4,0	4,70	5,55	54,1	2
			1,5	5,05	5,20	50,7	3
			0,5	5,30	4,95	48,3	4
		10,0	24,0	4,67	5,58	54,4	5
			4,0	4,78	5,47	53,3	6
			1,5	5,10	5,15	50,2	7
			0,5	5,65	4,60	44,8	8
		1,0	24,0	5,26	4,99	48,7	9
			4,0	5,34	4,91	47,9	10
			1,5	5,44	4,81	46,9	11
			0,5	5,75	4,50	43,9	12
		0,5	24,0	5,51	4,74	46,3	13
			4,0	5,81	4,44	43,3	14
			1,5	6,29	3,96	38,6	15
			0,5	6,40	3,85	37,5	16
	HCL.	20,0	24,0	3,75	6,50	63,3	17
			4,0	4,10	6,15	59,9	18
			1,5	4,77	5,48	53,4	19
			0,5	4,99	5,26	51,3	20
		0,5	24,0	5,40	4,85	47,3	21
			4,0	5,63	4,62	45,1	22
			1,5	5,73	4,42	43,1	23
			0,5	5,91	4,34	42,3	24
Vîrghiş, cu 19,75 % cenuşă raportată la masa uscată	HNO_3	20,0	24,0	10,30	9,45	47,8	25
			1,5	10,10	9,65	48,9	26
		0,5	24,0	14,50	5,25	26,6	27
			1,5	13,85	5,90	29,8	28
	HCl	20,0	24,0	9,63	10,12	51,3	29
			1,5	9,80	9,95	50,3	30
		0,5	24,0	12,00	7,75	39,2	31
			1,5	12,70	7,05	35,7	32

Totuşi, pentru noi, chiar numai un asemenea grad de descenuşare prezintă interes, dacă ţinem seama de avantajul obţinerii unei mase cu putere calorifică mai ridicată ; brichetarea acestor cărbuni, astfel trataţi,

Tabela 4

Descenușarea acidă a lignitului de Schitu-Goleşti, în prealabil spălat în medii dense. Influența temperaturii de tratare cu acizi asupra gradului de descenușare

Cenușa inițială raportată la masa uscată	Acidul	Concentr. acidului	Timpul de trat.	Temp. de trat.	Cen. fin., rap. la masa usc.	Cen. diz., rap. la masa usc.	Rand. de descen.	Nr. crt.*)
%		%	ore	°C	%	%	%	
10,25	HNO_3	1,0	0,5	25	5,75	4,50	43,9	12
				100	5,03	4,99	49,1	—
			1,5	25	5,44	4,81	46,9	11
				100	5,35	4,90	47,7	—
	HC_e	0,5	0,5	25	6,40	3,85	37,50	16
				100	6,25	4,00	39,00	—
		0,5	0,5	25	5,91	4,34	42,00	24
				100	5,39	4,86	47,00	—

*) Nr. crt. reprezintă raportarea determinării din tabela 3.

ar putea conduce după cum prezintă literatura, la produse ameliorate din punct de vedere al condițiilor impuse la recepționarea lor.

ЛАБОРАТОРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ОБЕЗЗОЛИВАНИЯ ЛИГНИТОВ МИНЕРАЛЬНЫМИ КИСЛОТАМИ

РЕЗЮМЕ

В работе исследуется обеззоливание лигнитового штыба (5—30 мм) в кислотных средах после его предварительной промывки в тяжелых растворах ($ZnCl_2$).

Исследуется влияние минеральных кислот (HCl и HNO_3) различной концентрации на возможности обеззоливания на двух характерных типах румынских лигнитов; степень обеззоливания рассматривается в зависимости от времени и температуры обработки.

ÉTUDE AU LABORATOIRE SUR LES POSSIBILITÉS D'ÉLIMINER LES CENDRES DES LIGNITES, AU MOYEN D'ACIDES MINÉRAUX

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent une étude sur l'élimination des cendres du menu de lignite (5—30 mm), dans des milieux acides, après son traitement préalable aux liqueurs denses ($ZnCl_2$).

Ils étudient l'influence des acides minéraux (HCl et HNO_3), aux diverses concentrations, sur les possibilités d'éliminer les cendres, dans le cas de deux types représentatifs de lignites roumains, en examinant le degré d'élimination des cendres en fonction de la durée et de la température de traitement.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU, C. GRIGORESCU, I. EPURE, *Studiu asupra posibilităților de reducere a conținutului de steril din ligniți prin spălare în lichide grele.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, *1* (1957).
2. I. BLUM, FR. BOLCHI, G. MUSCA, *Forschung über die bindemittellose Brikettierung der holzigen Braunkohlen (Lignite).* Freiberger Forschungshefte, A. *90* (1958).
3. — *Versuche zur Verbesserung der Qualität der aus holzigen Braunkohlen (Ligniten) erhaltenen bindemittellosen Briketts durch thermische Behandlung.* Freiberger Forschungshefte, A. *98* (1958).
4. A. LISSNER, *Chemische Aufbereitung von Salzkohlen.* Bergbau und Energiewirtschaft, *10* (1950).
5. A. FRANK, FREITAG, J. RODER, Energie Technik, *6* (1951).
6. A. ROMWALTER, L. FEHETE, Aluminium, *10* (1951).
7. A. ROMWALTER, Aluminium, *1* (1949).
8. — Magyar Kémikusok Lapja, *11* (1952).
9. H. SUSTMAN, R. LEHNERT, *Versuche über die Entfernung der mineralkohlen Bestandteile von Braunkohlen mit Säuren.* Brennstoff Chemie, *22* (1937).
10. K. KEGEL, *Aufbereitung und Brikettierung.* Teil I. Brikettierung der Braunkohle. W. Knapp. Halle (Saale), 1948.
11. I. BLUM, *Die Rolle der Huminsäuren bei der Brikettierung brikettierfähiger Braunkohlen.* Braunkohle, *38*, *39* (1931).
12. E. RAMMLER, E. KNOPFE, *Brikettierung von salzholziger und entsalzter Braunkohle.* Bergbau und Energiewirtschaft, *2*, *3* (1951).
13. I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU, B. BERCOVICI, *Studiul posibilităților de reducere a conținutului de steril din ligniți prin spălare cu lichide grele.* III. *Cercetări privind descenușarea cărbunilor de Sălaj, Căpeni, Virghiș și Ojasea.* Protocol. Inst. de energetică al Acad. R.P.R., 1957.

DETERMINAREA REACTANŢEI DE DISPERSIUNE A UNOR CUPTOARE DE INDUCŢIE CU FIER*)

DE

REMUS RĂDULEŢ,
MEMBRU CORESPONDENT AL ACADEMIEI R.P.R.,
ALEXANDRU TIMOTIN şi ANDREI ŢUGULEA

§ 1. PROBLEMA REACTANŢEI DE DISPERSIUNE A CUPTOARELOR DE INDUCŢIE CU FIER

Formulele care exprimă reactanţa de dispersiune a transformatoarelor electrice nu sînt aplicabile în cazul cuptoarelor de inducţie cu fier, care sînt alimentate sub tensiune alternativă de frecvenţă industrială, fiindcă acestea (fig. 1) prezintă o mare denivelare între înfăşurarea primară şi singura spiră secundară, pe care o constituie canalul de topire al cuptorului. De altă parte, distanţa dintre primar şi secundar e mare, iar dimensiunile liniare ale secţiunii canalului de topire pot depăşi adîncimea de pătrundere a cîmpului electromagnetic în şarja din canal, aşa încît trebuie să se ţină seamă şi de efectul pelicular.

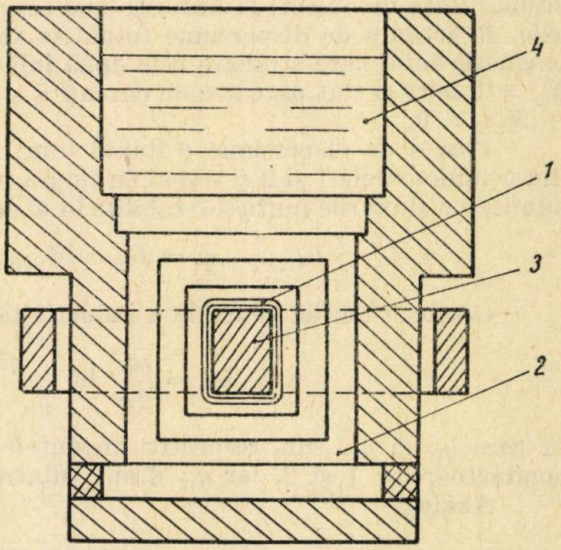


Fig. 1. — Secţiune verticală printr-un cuptor de inducţie pentru topirea aluminiului.

1 — înfăşurarea primară; *2* — secundarul (canalul de topire); *3* — miezul feromagnetic; *4* — şarja.

Cum reactanţa de dispersiune a cuptoarelor determină reactanţa capacitivă a bateriei de conden-

*) Lucrare prezentată la Sesiunea cadrelor didactice a Institutului politehnic Bucureşti, 31 octombrie 1959.

satoare necesară pentru compensarea puterii reactive a acestor cuptoare, care ar funcționa în lipsa acestora cu un factor de putere mic, autorii au dezvoltat două metode pentru calculul acestei mărimi, cum și o metodă de determinare a ei pe baza unui model de cuptor. Metoda e ilustrată pentru cazul concret al unui cuptor pentru topirea aluminiului, formulele obținute putînd fi aplicate și la celelalte cuptoare.

§ 2. CALCULUL REACTANȚEI DE DISPERSIUNE CU AJUTORUL METODEI IMAGINILOR

Metoda I. Metoda consistă în calculul reactanței cu ajutorul imaginilor primarului și secundarului în raport cu pereții miezului feromagnetic presupus de permeabilitate infinită, care e nesaturat fiindcă lucrează la o inducție magnetică de 1...1,1 tesla. Pentru porțiunile de înfășurări cuprinse între miezul central și coloană, se vor considera primele imagini (vezi fig. 2 și 3, care reprezintă o secțiune verticală și o secțiune orizontală prin cuptor) atît în raport cu miezul cît și în raport cu coloanele ($1'$, $2'$ și $1''$ și $2''$ din figura 3), iar pentru rest numai imaginile în raport cu miezul central. În primă aproximație, vom presupune că avem un cîmp magnetic plan-paralel, iar calculul reactanței îl vom efectua cu ajutorul distanțelor geometrice mijlocii.

Nu vom ține seamă de imagini în raport cu jugurile, acestea fiind situate (față de obiect) la distanțe mai mari decît cele în raport cu coloanele. Reactanța de dispersiune totală se va calcula [1] pe baza fluxului magnetic total care străbate cele două înfășurări, care au numerele N_1 și $N_2 = 1$ spire și sînt parcurse de curenți i_1 și i_2, satisfăcînd condiția $N_1 i_1 + N_2 i_2 = 0$.

Fluxul de dispersiune e fluxul total care străbate circuitul format din conductoarele 1 și 2 și e egal cu fluxul propriu produs de acest circuit, adunat cu fluxurile mutuale stabilite în el de circuitele $1'$, $2'$ și $1''$, $2''$, adică

$$L_{d_{12\,1'2'1''2''}} = L_{12} + M_{12\,1'2'} + M_{12\,1''2''}. \tag{1}$$

Conform teoriei generale a inductivităților [2]

$$L_{12} = \frac{\mu_0}{2\pi} \ln \frac{g_{12}^2}{g_{11} \cdot g_{22}}, \tag{2}$$

în care g_{11} și g_{22} sînt respectiv distanțele medii geometrice proprii ale conductoarelor 1 și 2, iar g_{12} d.m.g. dintre ele.

Analog

$$M_{12\,1'2'} = \frac{\mu_0}{2\pi} \ln \frac{g_{12'} \cdot g_{21'}}{g_{11'} \cdot g_{22'}} \tag{3}$$

și

$$M_{12\,1''2''} = \frac{\mu_0}{2\pi} \ln \frac{g_{12''} \cdot g_{21''}}{g_{11''} \cdot g_{22''}}, \tag{4}$$

în care, în general g_{ik} ($j, k = 1, 2, 1', 2', 1'', 2''$) reprezintă distanța geometrică mijlocie dintre conductoarele j și k.

Din expresiile (1), (2), (3) și (4) rezultă

$$L_{d12\,1'\,2'\,1''\,2''} = \frac{\mu_0}{2\pi} \ln \frac{g_{12}^2 \cdot g_{12'} \cdot g_{21'} \cdot g_{12''} \cdot g_{21''}}{g_{11} \cdot g_{22} \cdot g_{11'} \cdot g_{22'} \cdot g_{11''} \cdot g_{22''}}, \tag{5}$$

expresie valabilă pentru porțiunile din înfășurări cuprinse între coloane.

Pentru porțiunile situate în afara coloanelor nu intervin imaginile $1''$ și $2''$ și se obține formula

$$L_{d\,12\,1'2'} = \frac{\mu_0}{2\pi} \ln \frac{g_{12}^2 \cdot g_{12'} g_{21'}}{g_{11} \cdot g_{22} \cdot g_{11'} \cdot g_{22'}}. \tag{6}$$

Dacă notăm cu m latura mică a secțiunii miezului central și cu n pe cea mare, putem defini o inductivitate specifică medie pe unitatea de lungime

$$L_{ds} = \frac{mL_{d\,12\,1'2'} + nL_{d12\,1'2'1''2''}}{m + n}. \tag{7}$$

Înmulțind cu lungimea medie a celor două înfășurări, obținem inductivitatea de dispersiune totală

$$L_d = l_m \cdot L_{ds}. \tag{8}$$

Lungimea medie se calculează luînd media lungimilor primarului și secundarului în dreptul centrelor secțiunilor lor. Această medie trebuie să fie echivalentă, din punctul de vedere al energiei magnetice; ținînd seama că interiorul bobinajelor contribuie cu 1/3 din secțiunea lor la reactanță, vom calcula cu o medie ponderată

$$l_m = \frac{\frac{a_1}{3} x_1 + a_{12} x_{12} + \frac{a_2}{3} x_2}{\frac{a_1}{3} + a_{12} + \frac{a_2}{3}}, \tag{9}$$

în care a_1, a_{12} și a_2 sînt respectiv lățimea primarului, distanța dintre primar și secundar și grosimea secțiunii secundarului, iar x_1, x_{12} și x_2 sînt lungimile medii corespunzătoare (fig. 2).

Pentru calculul distanțelor medii geometrice, observăm următoarele: g_{12}, $g_{12'}$, $g_{21'}$, $g_{12''}$, $g_{21''}$ reprezintă d.m.g. între două dreptunghiuri diferite care au centrele pe aceeași perpendiculară comună. În literatura

de specialitate nu se indică formule de calcul pentru asemenea cazuri, care sînt de altfel foarte complicate. Avînd în vedere că primarul este subțire și înalt, se poate presupune că aceste mărimi nu diferă prea mult de d.m.g. dintre centrele secțiunilor 2, 2′ și 2″ și un segment median al secțiunilor 1, 1′ și 1″. Aceasta este de fapt echivalent cu a considera în locul dreptunghiurilor 2, 2′ și 2″ niște cercuri echivalente, avînd același centru și a căror rază efectivă nu interesează, deoarece d.m.g. a unei figuri exterioare în raport cu un cerc este egală cu d.m.g. dintre centrul cercului și figura considerată.

Pentru calcul se va considera [2] formula :

$$\ln g_{12} = \ln \sqrt{x^2 + y^2} + \frac{x}{y} \operatorname{arctg} \frac{y}{x} - 1 \tag{10}$$

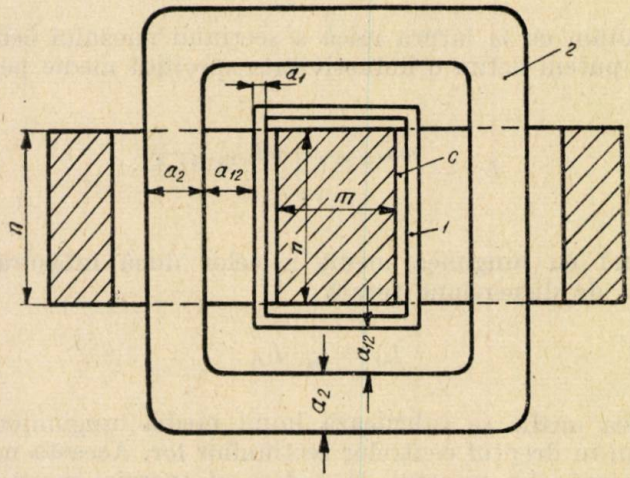


Fig. 2. — Secțiune transversală verticală prin miezul cuptorului, cu notația dimensiunilor ce intră în calculul reactanței de dispersie.

care nu se modifică dacă se consideră și partea simetrică în raport cu x (fig. 4).

Pentru calculul mărimilor $g_{11'}$, $g_{22'}$ și $g_{22''}$, utilizăm formula pentru d.m.g. dintre două dreptunghiuri identice [2], așezate ca în figura 5,

$$\ln g_{jj'} = \ln k + \frac{1}{2}\left(\frac{d}{b} + 1\right)^2 \ln (d + c + b) +$$

$$+ \frac{1}{2}\left(\frac{d}{b} - 1\right)^2 \ln (d + c - b) - \frac{d^2}{c^2} \ln (d + c). \tag{11}$$

Pentru $g_{11''}$, observînd că dreptunghiurile sînt foarte depărtate și asimilîndu-le cu segmentele mediane corespunzătoare, se poate aplica [2] formula (fig. 6)

$$\ln g_{11''} = \frac{d^2}{c^2} \ln \frac{d}{\sqrt{d^2 + c^2}} + \ln \sqrt{d^2 + c^2} + 2 \frac{d}{c} \operatorname{arctg} \frac{c}{d} - \frac{3}{2}. \qquad (12)$$

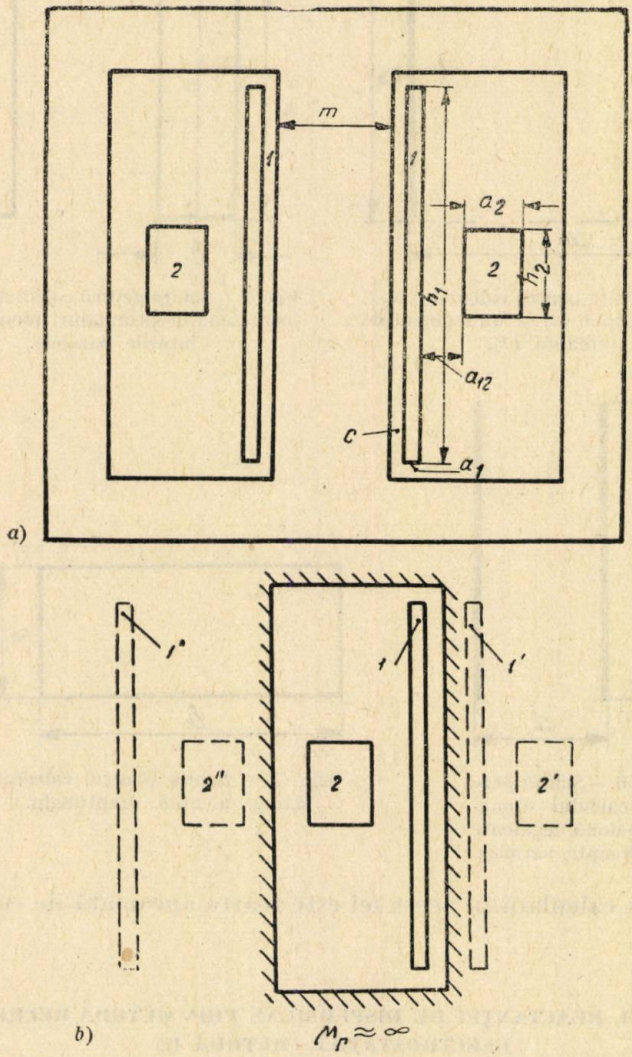


Fig. 3.— *a*) Secțiune transversală orizontală prin miezul cuptorului ; *b*) Imaginile înfășurărilor primară (*1*) și secundară (*2*), considerate în calcul (*1'*, *2'*, *1''* și *2''*).

Pentru g_{11} și g_{22} se folosește [2] formula (fig. 7)

$$g = k\,(b + c) \qquad (13)$$

unde $k = 0{,}2233 \ldots 0{,}2235$ pentru limite foarte depărtate unele de altele, ale raportului b/c, intervenind cu aceeași valoare și în formula (11).

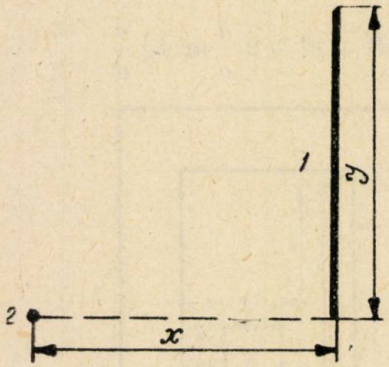


Fig. 4. — Schiță pentru calculul d.m.g. între un punct (*2*) și un segment de dreaptă (*1*).

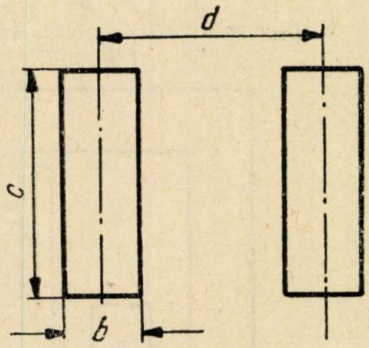


Fig. 5. — Schiță pentru calculul d.m.g. între două dreptunghiuri identice, cu laturile paralele.

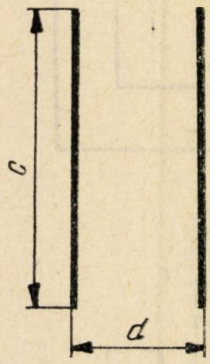


Fig. 6. — Schiță pentru calculul d.m.g. între două segmente de dreaptă paralele.

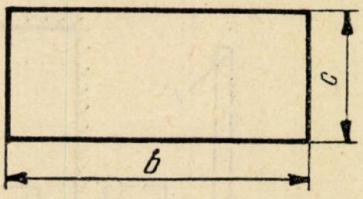


Fig. 7. — Schiță pentru calculul d.m.g. a unui dreptunghi.

Valoarea calculată în acest fel este foarte apropiată de cea măsurată pe model.

§ 3. CALCULUL REACTANȚEI DE DISPERSIUNE PRIN METODA REPREZENTĂRII ELECTROSTATICE (METODA II)

Formulele obținute mai sus sînt corecte, dar pentru aplicarea lor sînt necesare multe calcule. De aceea, propunem o formulă mult mai simplă, bazată pe observația că înlocuirea dreptunghiului 2 cu un conductor circular echivalent nu afectează practic rezultatele obținute cu formulele

precedente. Presupunem că am înlocuit secundarul de secțiune dreptunghiulară cu un secundar echivalent avînd secțiune circulară. Mai facem ipoteza că cercul care mărginește această secțiune este chiar o linie de cîmp magnetic și că conturul primarului e de asemenea o linie de cîmp magnetic, ceea ce este echivalent cu a considera înfășurările perfect conductoare (fig. 8). În acest caz, între inductivitatea exterioară și capacitatea configurației cerc-segment de dreaptă există relația

$$L_{es} \cdot C_s = \varepsilon\mu, \tag{14}$$

deoarece liniile de cîmp magnetic se transformă în suprafețe echipotențiale electrice și reciproc: suprafețele echipotențiale magnetice se transformă în linii de cîmp electric. Însă, capacitatea cilindrului față de plan se poate calcula ușor cu formule simple. Pentru a ține seama de faptul că lungimea primarului nu este infinită, vom considera cîmpul din cazul unui conductor cilindric paralel cu un plan infinit, dar vom considera numai capacitatea corespunzătoare liniilor de cîmp ce corespund cuprinsului h_1 al planului de o parte și de alta a piciorului perpendicularei, coborîtă din centrul secțiunii circulare pe plan.

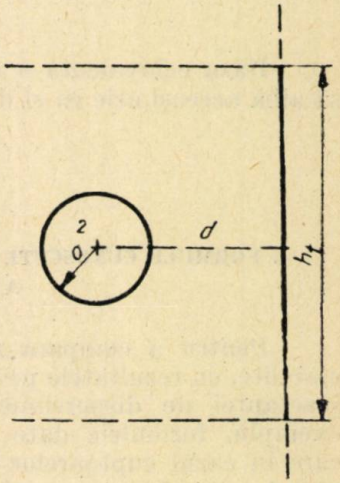


Fig. 8. — Schiță pentru calculul reactanței de dispersie pe baza analogiei electrostatice.
1 — primarul; *2* — secundarul

Expresia acestei capacități pe unitatea de lungime este

$$C_s = \frac{4\varepsilon \operatorname{arctg} \dfrac{h_1}{2\sqrt{d^2 - a^2}}}{\ln \dfrac{d + \sqrt{d^2 - a^2}}{a}}, \tag{15}$$

în care h_1 e înălțimea primarului, a este raza cilindrului echivalent cu secundarul, iar d este distanța de la centrul secundarului pînă la exteriorul primarului. Expresia corespunzătoare a inductivității specifice este deci

$$L_{es} = \frac{\mu_0}{4} \frac{\ln \dfrac{d + \sqrt{d^2 - a^2}}{a}}{\operatorname{arctg} \dfrac{h_1}{2\sqrt{d^2 - a^2}}}. \tag{16}$$

La această expresie se adaugă inductivitățile interioare specifice ale primarului și secundarului. Se obține astfel

$$L_d = \mu_0 l_m \left[\frac{\ln \dfrac{d + \sqrt{d^2 - a^2}}{a}}{4 \operatorname{arctg} \dfrac{h_1}{2\sqrt{d^2 - a^2}}} + \frac{a_1}{3h_1} + \frac{1}{8\pi}\left(1 - \frac{\alpha^4 a^4}{96}\right) \right], \tag{17}$$

în care $\alpha = \sqrt{\frac{\mu\omega}{2\rho}}$ e coeficientul ce ține seama și de efectul pelicular din conductor, lungimea medie calculîndu-se ca și în cazul precedent, iar reactanța de dispersiune redusă la secundar va fi

$$X_d = 2\pi f L_d. \qquad (17\ a)$$

Raza echivalentă a se calculează din condiția ca cercul echivalent să aibă aceeași arie ca și dreptunghiul pe care-l înlocuiește, adică

$$a = \sqrt{\frac{S}{\pi}}. \qquad (18)$$

§ 4. FORMULE CUNOSCUTE PENTRU CALCULUL REACTANȚEI DE DISPERSIUNE A TRANSFORMATOARELOR

Pentru a compara rezultatele ce se obțin cu ajutorul formulelor stabilite, cu rezultatele pe care le dau formulele utilizate curent în calculul reactanței de dispersiune a transformatoarelor obișnuite, indicăm de exemplu, formulele date de Tihomirov [3] și Bulgakov [4], care în cazul cuptoarelor de inducție conduc la valori care diferă mult una de alta, fapt care a determinat, printre altele, efectuarea prezentului studiu.

După Tihomirov, reactanța de dispersiune a unui transformator poate fi calculată cu formula

$$X_d = \frac{7{,}92\, f l_m 10^{-8}}{h_1}\left(a_{12} + \frac{a_1 + a_2}{3}\right) k_r \cdot \left(1 + \frac{h_1 x^2}{m a_p k_r 10^4}\right) \quad [\Omega] \qquad (19)$$

în care $k_r = 1 - \frac{a_{12} + a_1 + a_2}{h_1} + 0{,}35 \frac{(a_{12} + a_1 + a_2)^2}{h_1^2}$

$x = \frac{h_x}{h_1} 100$, h_x fiind denivelarea $(h_1 - h_2)$; $m = 3$; $a_p = a_{12} + \frac{a_1 + a_2}{3}$

lungimile fiind măsurate în cm.

Notațiile sînt cele din figurile 2 și 3.

După Bulgakov ca și după majoritatea autorilor de lucrări pentru proiectarea transformatoarelor electrice, reactanța de dispersiune se poate calcula cu formula

$$X_d = 2\pi f \mu_0 l_m \left[\frac{a_{12} + \frac{a_1 + a_2}{3}}{h_1} k_r \left(1 + \frac{h_1 - h_2}{2 h_1}\left(1 + \pi \frac{h_1 - h_2}{2(a_1 + a_2 + a_{12})}\right)\right)\right], \qquad (20)$$

unde

$k_r = 1 - \frac{a_{12} + a_1 + a_2}{h_1}$, l_m fiind lungimea medie a înfășurărilor primară și secundară, calculată prin medierea aritmetică a lungimilor lor; restul notațiilor ca în figurile 2 și 3.

§ 5. MODELUL IDEAL AL CUPTOARELOR DE INDUCȚIE CU FIER

Conversiunea mărimilor măsurate pe modele în mărimile cuptoarelor originale, se obține cu ajutorul unei teorii a modelizării, pe care o expunem mai jos.

Vom nota cu un asterisc (*) mărimile referitoare la model și vom folosi următoarele notații pentru rapoartele de conversiune între mărimile originalului și mărimile corespunzătoare ale modelului : $u = U/U^*$ pentru raportul de conversiune al unor tensiuni ; $i = I/I^*$ pentru raportul de conversinne al unor curenți ; $r = R/R^*$ pentru raportul de conversiune al unor rezistențe : $x = X/X^*$ pentru raportul de conversiune al unor reactanțe ; $\pi = P/P^*$ pentru raportul de conversiune al unor puteri ; $\lambda = l/l^*$ pentru raportul de conversiune al unor lungimi ; $\beta = B/B^*$ pentru raportul de conversiune al unor inducții ; $\nu = N/N^*$ pentru raportul de conversiune al unor numere de spire.

Vom folosi indici suplimentari pentru a preciza mărimile respective. De exemplu : $u_1 = U_1/U_1^*$ va fi raportul tensiunilor primare etc.

Se obține o modelizare ideală, optimă, dacă toate mărimile din aceeași specie admit același raport de conversiune, cu excepția modificărilor care rezultă din schimbarea numărului de spire primare, care este necesară — spre a putea folosi la model tensiunile de alimentare din intervalul accesibil mijloacelor de măsurare în laborator — și care nu afectează calitatea modelizării dacă factorul de umplere al înfășurării primare și factorul în alternativ corespunzător nu sînt afectați. În cazul unui model ideal, principalii parametri adimensionali care caracterizează funcționarea transformatorului (ε, α, η, cos φ etc.) se conservă și pot fi măsurați direct pe model.

a. Toate lungimile admițînd același raport de conversiune λ, ariile vor admite raportul de conversiune λ^2, iar volumele raportul λ^3. Din punctul de vedere geometric, modelul ideal este asemenea cu originalul.

b. Conservarea factorului de putere impune ca rezistențele să se transforme în același mod ca reactanțele. Condițiile de experimentare fixează alegerea frecvenței de alimentare, aceeași ca la transformatorul original

$$f^* = f = 50 \text{ Hz} ; \quad \omega = 2\pi f = \omega^* = 2\pi f^* = 100\,\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}. \tag{21}$$

De asemenea, permeabilitatea magnetică a mediului (nemagnetic) e aceeași și egală cu permitivitatea vidului (în sistemul MKSA raționalizat)

$$\mu_0^* = \mu_0 = 4\pi 10^{-7} \frac{\text{H}}{\text{m}} \tag{22}$$

Cum reactanțele de dispersiune (exterioare) sînt egale cu produsul dintre $\omega\mu_0$ și o funcțiune omogenă de gradul întîi în raport cu anumite dimensiuni

liniare, din conservarea frecvenței și a permeabilității rezultă că reactanțele și rezistențele (reduse la o singură spiră) admit același factor de conversiune ca și lungimile

$$x_d = r_2 = \lambda. \tag{23}$$

c. Ținînd seamă de expresia rezistenței în curent continuu a unei spire, din (24) rezultă raportul de transformare al rezistivităților

$$\frac{\rho}{\rho^*} = \lambda^2. \tag{24}$$

Această relație e fundamentală în problema modelizării, deoarece modelul fiind întotdeauna mai mic decît originalul ($\lambda^2 \gg 1$), din relația (25) rezultă

$$\rho^* \ll \rho. \tag{25}$$

Dacă această condiție nu poate fi satisfăcută, modelizarea la aceeași frecvență nu e posibilă, iar dacă această condiție poate fi satisfăcută, materialele conductoare disponibile fixează valoarea lui ρ^*, iar prin relația (25) determină univoc raportul de asemănare, $\lambda > 1$ al modelului. Se mai verifică imediat că din relațiile (21), (22) și (24) rezultă modul de transformare a parametrului fundamental pentru caracterizarea efectului pelicular, care este reciproca adîncimii de pătrundere δ_p,

$$\alpha = \sqrt{\frac{\omega\mu_0}{2\rho}} = \frac{1}{\delta_p}$$

și anume

$$\frac{\alpha}{\alpha^*} = \sqrt{\frac{\rho^*}{\rho}} = \lambda^{-1} \tag{26}$$

Cum efectul pelicular introduce în expresii factori corectivi care sînt funcțiuni neliniare de produse de forma αl (în care l e o lungime caracteristică problemei), din relația (26) rezultă că aceste produse se conservă și o dată cu ele toți factorii caracteristici efectului pelicular.

Condiția (24) e deci necesară și suficientă pentru modelizarea exactă a repartiției curenților prin efect pelicular.

d. Rapoartele de conversiune a tensiunilor rezultă în funcțiune de raportul de conversiune β al inducțiilor și de raportul de conversiune ν_1 al numărului de spire primare și anume

$$u_1 = \nu_1 \beta \lambda^2.$$

$$u_2 = \beta \lambda^2 \tag{27}$$

pentru tensiuni primare sau reduse la primar, respectiv, pentru tensiuni secundare sau reduse la secundar.

e. Modul de transformare a puterilor secundare și primare este

$$\pi = \pi_1 = \pi_2 = \beta^2 \cdot \lambda^3 \tag{28}$$

iar din expresiile puterilor, modul de transformare a curenților rezultă

$$i_1 = \beta\lambda\nu^{-1} \tag{29}$$

$$i_2 = \beta\lambda$$

pentru curenți primari sau reduși la primar, respectiv pentru curenți secundari sau reduși la secundar.

Pentru rezistențele primarului cu N_1 spire rezultă raportul de conversiune

$$r_1 = \nu_1^2\lambda. \tag{30}$$

f. Din expresiile pierderilor în fier P_f și ale puterii de magnetizare Q_μ (v. [1]) mai rezultă că aceste puteri admit raportul de conversiune (28) comun tuturor puterilor numai dacă pierderile specifice și puterea de magnetizare specifică sînt proporționale cu pătratul inducției maxime, ceea ce este valabil în primă aproximație dacă miezul e nesaturat (condiție satisfăcută la acest fel de transformatoare, la care se ia $B=1...1$, 2 Te). Se observă că erori de 10% asupra acestor mărimi nu influențează cu mai mult de 1% randamentul și factorul de putere primar, singurele practic afectate. De altă parte, prezența întrefierului, a cărui modelizare „la scară" e practic imposibilă, respectiv neomogeneitățile tolelor și modului lor de uzinare, aduc variații necontrolate ale puterii de magnetizare, respectiv ale pierderilor în fier, mai importante decît abaterile provocate de nelinearitatea materialului.

Dacă însă se lucrează în porțiunea saturată a caracteristicii circuitului magnetic, sau dacă se dorește reproducerea cît mai exactă a condițiilor de magnetizare ale miezului, trebuie să se lucreze cu aceleași pierderi specifice, respectiv cu aceeași inducție maximă în model și în original, adică

$$\beta = \frac{B}{B^*} = 1$$

și rezultă următoarele rapoarte de conversiune

$$x = r = \lambda;\ u_1 = \nu_1\lambda^2;\ u_2 = \lambda^2;\ \pi = \lambda^3$$

$$i_1 = \lambda\nu_1^{-1};\ i_2 = \lambda. \tag{31}$$

§ 6. MODELUL REAL AL CUPTOARELOR DE INDUCȚIE CU FIER

Deoarece înfășurarea primară a transformatorului original e construită din cupru, a cărui rezistivitate e cea mai mică, condiția fundamentală (24) nu poate fi satisfăcută pentru primar. Ea poate fi satisfăcută

pentru secundar, deoarece în transformatorul original rezistivitatea acestuia e rezistivitatea aluminiului topit

$$\rho_2 = \rho_{Al\ topit} \cong 0{,}24 \cdot 10^{-6}\ \Omega m \gg \rho_{Cu20^0} = 0{,}01\,75.10^{-6}\ \Omega m.$$

Secundarul modelului va trebui construit din cupru pentru a obține un raport de asemănare λ^2 cît mai mare și rezultă

$$\lambda = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_2^*}} = \sqrt{\frac{\rho_{Al\,700^0}}{\rho_{Cu\,20^0}}} = \sqrt{0{,}24 \cdot 57} = \sqrt{13{,}18} = 3{,}7. \tag{32}$$

Modelul real se va deosebi deci de modelul ideal prin faptul că va avea o rezistență a înfășurării primare de aproximativ λ^2 ori mai mare (la același factor de umplere). Acest neajuns nu e important, deoarece rezistența primară se poate calcula fără dificultăți și modelizarea prezintă interes pentru secundarul schemei echivalente în care intervin reactanța de dispersiune X_d și rezistența secundară R_{20}, mărimi a căror determinare prin calcul e mai dificilă. Pentru a nu se afecta modelizarea fluxului de dispersiune, volumul ocupat de înfășurarea primară a modelului trebuie să conserve riguros asemănarea geometrică cu omologul său din transformatorul original.

În aceste condiții, modelul real are următoarele caracteristici:

a. Conservă valoarea factorului de putere secundar și, cu bună aproximație, valoarea raportului curenților reduși (care depinde de puterile reactive)

$$\cos \varphi_2 = \cos \varphi_2^*, \quad \alpha = \alpha^*. \tag{33}$$

b. Admite pentru toate mărimile secundare sau referitoare la circuitul magnetic, aceiași factori de conversiune ca la modelul ideal

$$r_2 = \frac{R_2}{R_2^*} = x_d = \frac{X_d}{X_d^*} = \lambda$$

$$u_2 = \frac{E_2}{E_2^*} = \frac{E_1}{E_1^*}\,\nu_1^{-1} = \beta\lambda^2$$

$$i_2 = \beta\lambda$$

$$\pi_2 = \beta^2\lambda^3 = \frac{P_2}{P_2^*} = \frac{S_2}{S_2^*} = \frac{Q_2}{Q_2^*} = \frac{Q_1}{Q_1^*} = \frac{Q_\mu}{Q_\mu^*} \equiv \frac{P_f}{P_f^*}. \tag{34}$$

c. Admite pentru curentul primar și pentru puterea aparentă primară, factori de conversiune practic egali cu ai modelului ideal:

$$\pi_2 = \beta^2\lambda^3 \cong \frac{\rho_1}{\rho_1^*}$$

$$i_1 = \beta\lambda\nu_1^{-1}. \tag{35}$$

d. Admite factori de conversiune necoerenți cu ai modelului ideal pentru următoarele mărimi: pierderile în cuprul primar; puterea activă primară; factorul de putere primar; randamentul; căderea de tensiune relativă; tensiunea primară.

Acești factori pot fi calculați fără dificultăți, cunoscînd pe R_1.

§ 7. REZULTATE EXPERIMENTALE OBȚINUTE PE UN MODEL

Pentru verificarea pe un model a expresiilor propuse pentru calculul reactanței de dispersiune și pentru determinarea experimentală a altor parametri importanți pentru proiectare (cum e rezistența secundară), s-au luat ca bază dimensiunile stabilite printr-un antecalcul pentru un

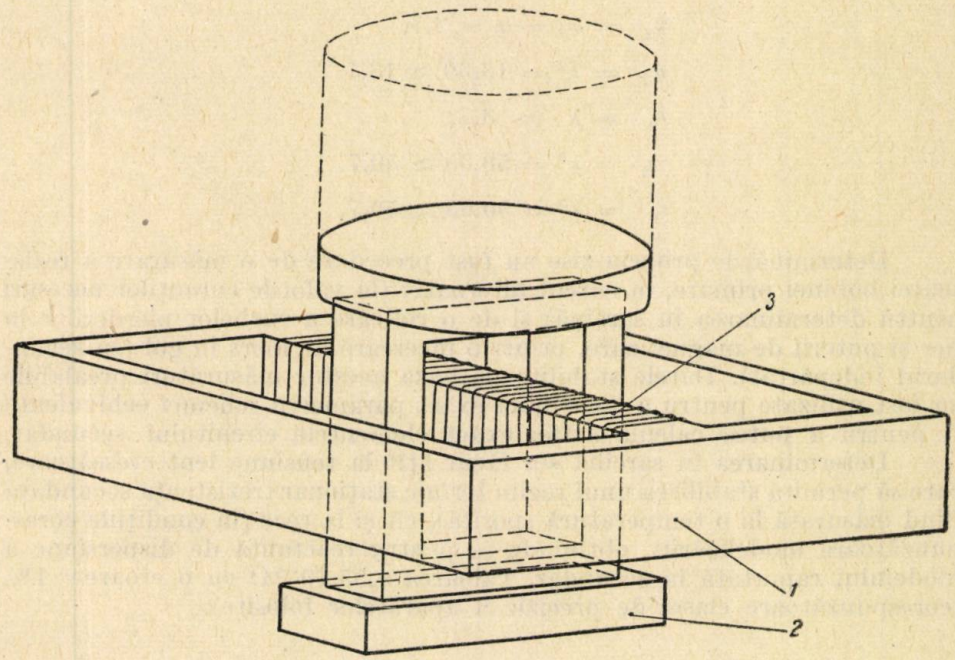


Fig. 9. — Reprezentare schematică a modelului.

1 — miezul de fier; *2* — secundarul (cupru masiv); *3* — înfășurarea primară.

transformator de 50 kW al unui cuptor de topire de aluminiu (fig. 5). Modelul s-a realizat conform celor stabilite în § 5, la scara (fig. 9)

$$\lambda = 3{,}7.$$

Pentru studiul cît mai precis al circuitului magnetic, s-a păstrat inducția în fier, luîndu-se $\beta = 1$.

Numărul de spire al înfășurării primare a transformatorului original fiind $N_1 = 80$, s-a ales astfel numărul de spire pentru primarul modelului, încît să se lucreze cu aceleași tensiuni utile primare. Deci

$$\beta\lambda^2\nu_1 = 1 \longrightarrow \nu_1 = \lambda^{-2} = \frac{1}{13,7}$$

și rezultă

$$N_1^* = \frac{N_1}{\nu_1} = 13,7.80 = 1\,095 \text{ spire.}$$

S-a ales pentru primar sîrmă de cupru emailată, cu ∅ 0,8 care permite obținerea unor dimensiuni liniare ale înfășurării la scara λ.

Pentru rapoartele de conversiune ale mărimilor modelizate exact, au rezultat valorile

$$r_2 = x_d = \lambda = 3,7,$$
$$u_2 = \lambda^2 = 13,69 \approx 13,7,$$
$$i_2 = \lambda = 3,7,$$
$$\pi_2 = \lambda^3 = 50,65 \approx 50,7,$$
$$i_1 = \lambda^3 = 50,65 \approx 50,7.$$

Determinările propriu-zise au fost precedate de o măsurare a rezistenței bobinei primare, în curent alternativ (la valorile curenților necesari pentru determinarea în sarcină) și de o ridicare a curbelor pierderilor în fier și puterii de magnetizare, printr-o încercare de mers în gol (cu secundarul îndepărtat). Datele stabilite pe baza acestor măsurători prealabile au fost utilizate pentru a determina exact parametrii schemei echivalente și pentru a putea calcula astfel exact elementele circuitului secundar.

Determinarea în sarcină s-a făcut atît la tensiune lent crescătoare, care să permită stabilirea unui regim termic staționar (rezistența secundară fiind măsurată la o temperatură sporită), cît și la rece (în condițiile corespunzătoare modelizării), obținîndu-se pentru reactanța de dispersiune a modelului raportată la secundar, valoarea $4,55.10^{-5}\Omega$ cu o eroare $< 1\%$ (corespunzătoare clasei de precizie a aparatelor folosite).

CONCLUZII

Efectuînd calculele cu cele patru formule prezentate mai sus, se obțin următoarele valori ale reactanțelor de dispersiune raportate la secundar, pentru modelul care s-a executat și pe care s-au făcut măsurările.

Din compararea rezultatelor se observă că formula care dă rezultatele apropiate cel mai mult de valorile experimentale, se obține pe baza metodei I. Dezavantajul formulei obținute prin metoda I, constă în faptul că necesită un mare volum de calcule. Deși cu erori mai mari (3%), formula

obținută prin metoda a II-a este pe deplin satisfăcătoare, fiind și cea mai simplă dintre toate formulele utilizate. Precizia obținută cu această

Valoarea experimentală	Metoda I	Metoda II	Formula Tihomirov	Formula Bulgakov
$4{,}55.10^{-5}\Omega$	$4{,}56.10^{-5}\Omega$	$4{,}40.10^{-5}\Omega$	$4{,}92.10^{-5}\Omega$	$6{,}25.10^{-4}\Omega$
Eroarea procentuală față de valoarea experimentală %	Metoda I $<1\%$	Metoda II 3%	Formula Tihomirov 8,15%	Formula Bulgakov 38,5%

formulă va fi și mai mare în cazul cuptoarelor care au canale cu secțiune circulară, cum sînt canalele cuptoarelor pentru topit alamă. Formula Tihomirov dă erori relativ mari, acceptabile însă pentru calcule de orientare; ea dă însă diferențe mari față de formula lui Bulgakov, care e recomandată de majoritatea manualelor de proiectare. Diferența dintre cele două formule provine din factorul care ia în considerare denivelarea înfășurărilor. Formula lui Bulgakov e recomandată și de F a r b m a n și K o l o b n e v [5] în lucrarea lor despre proiectarea cuptoarelor de inducție. Diferența dintre rezultatele date de cele două formule nu apare la denivelări mici și probabil de aceea nu a fost sesizată pînă în prezent. Cele două formule fiind stabilite pentru denivelări mici, pot fi utilizate desigur în calculul reactanței de dispersiune a transformatoarelor de putere. În concluzie, autorii recomandă formulele stabilite în această lucrare pentru calculul reactanței de dispersiune a cuptoarelor de inducție, formula stabilită prin metoda a doua fiind deosebit de simplă și ușor de mînuit.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКТИВНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ РАССЕЯНИЯ ИНДУКЦИОННЫХ ПЕЧЕЙ С ЖЕЛЕЗНЫМ СЕРДЕЧНИКОМ

РЕЗЮМЕ

Установив неприменимость формул для расчета реактивного сопротивления рассеяния трансформаторов при расчете этого параметра для индукционных печей с ферромагнитным сердечником, авторы выводят новые формулы, приводящие практически к тем же результатам. Эти формулы устанавливаются при помощи метода зеркальных изображений и средне-геометрических расстояний совместно с электростатическим изображением магнитных полей. Для опытной проверки была построена модель электропечи, причем для этой модели излагаются условия моделирования. Экспериментальные результаты подтверждают применяемость этих формул.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Вертикальный разрез через индукционную нагревательную печь для плавки алюминия. *1* — первичная обмотка; *2* — вторичная обмотка (плавильный канал); *3* — ферромагнитный сердечник; 4 — плавка (садка).

Рис. 2. — Поперечный разрез через сердечник печи с размерами, входящими в расчет реактивного сопротивления рассеяния.

Рис. 3. — *a*) Горизонтальный поперечный разрез через сердечник печи. *b*) Зеркальные изображения первичной (*1*) и вторичной (*2*) обмоток, учтенные в расчете (*1'*, *2'*, *1''* и *2''*).

Рис. 4. — К расчету средне-геометрического расстояния между точкой (*2*) и сегментом прямой (1).

Рис. 5. — К расчету средне-геометрического расстояния между двумя идентичными прямоугольниками с параллельными сторонами.

Рис. 6. — К расчету средне-геометрического расстояния между 2-мя параллельными сегментами прямой.

Рис. 7. — К расчету средне-геометрического расстояния прямоугольника.

Рис. 8. — К расчету реактивного сопротивления рассеяния на основании электростатического подобия. *1* — первичная обмотка. *2* — вторичная обмотка.

Рис. 9. — Схематическое изображение модели. *1* — железный сердечник; *2* — вторичная обмотка (массивная медь); *3* — первичная обмотка.

DÉTERMINATION DE LA RÉACTANCE DE DISPERSION DE CERTAINS FOURS À INDUCTION À NOYAU DE FER

RÉSUMÉ

En prenant comme point de départ la constatation que les formules pour le calcul de la réactance de dispersion des transformateurs sont inapplicables au calcul de la réactance de dispersion des fours à induction à noyau ferromagnétique, les auteurs proposent deux nouvelles formules qui permettent d'arriver à des résultats pratiquement égaux. Les formules ont été établies en prenant comme base la méthode des images et des distances moyennes géométriques, ainsi que la représentation électrostatique des champs magnétiques. Afin de pouvoir en faire la vérification expérimentale, ils ont exposé une théorie de représentation par des modèles et ont fait construire un modèle de four électrique. Les résultats expérimentaux obtenus à l'aide de ce modèle confirment la validité des formules de calcul proposées.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Section verticale d'un four à induction pour la fusion de l'aluminium : *1* — enroulement primaire ; *2* — secondaire (canal de fusion) ; *3* — noyau ferromagnétique ; *4* — charge.

Fig. 2. — Section transversale verticale par le noyau du four, avec la notation des dimensions comprises dans le calcul de la réactance de dispersion.

Fig. 3. — *a*) Section transversale horizontale par le noyau du four ; *b*) Images des enroulements primaire (*1*) et secondaire (*2*), considérées dans le calcul (*1'*, *2'*, *1''* et *2''*).

Fig. 4. — Schéma pour le calcul de la distance moyenne géométrique entre un point (*2*) et un segment de droite (*1*).

Fig. 5. — Schéma pour le calcul de la distance moyenne géométrique entre deux rectangles identiques, aux côtés parallèles.

Fig. 6. — Schéma pour le calcul de la distance moyenne géométrique entre deux segments de droites parallèles.

Fig. 7. — Schéma pour le calcul de la distance moyenne géométrique d'un rectangle.

Fig. 8. — Schéma pour le calcul de la réactance de dispersion, fondé sur l'analogie électrostatique ; *1* — primaire ; *2* — secondaire.

Fig. 9. — Représentation schématique du modèle ; *1* — noyau de fer ; *2* — secondaire (cuivre massif) ; *3* — enroulement primaire.

BIBLIOGRAFIE

1. R. RĂDULET, *Bazele teoretice ale electrotehnicii*. Ed. energetică de stat, București, II, 1954.
2. P. L. KALANTAROV, L. A. TEITLIN, *Calculul inductanțelor*. Ed. tehnică, București, 1958.
3. П. М. ТИХОМИРОВ, *Расчет трансформаторов*. Госэнергиздат, 1953.
4. N. I. BULGAKOV, *Calculul transformatoarelor*. Ed. tehnică, București, 1951.
5. ФАРБМАН, КОЛОБНЕВ, *Индукционные печи*. 1958.

NOI CRITERII GRAFICE PENTRU STABILITATEA STĂRII STAȚIONARE A SISTEMELOR AUTOMATE NELINIARE*)

DE

V. M. POPOV

1. INTRODUCERE

În prezenta lucrare se expun criterii grafice care asigură stabilitatea asimptotică în mare [1], [2] a stării staționare a sistemelor automate neliniare caracterizate mai jos (v. punctul 2).

Stabilitatea sistemelor automate neliniare se examinează actualmente [3] fie recurgînd la construirea efectivă a curbelor integrale în planul fazelor (eventual, în spațiul fazelor), fie utilizînd metoda de primă aproximație a echilibrului armonic fie, în sfîrșit, recurgînd la metodele analitice riguroase bazate pe construirea unor funcții Liapunov, metode dezvoltate de A. I. Lurie [4], A. M. Letov [5] și alții.

Cercetările efectuate de autor cu scopul simplificării și generalizării acestor din urmă rezultate, au condus la elaborarea unei metodici noi de studiere a stabilității. O primă expunere a metodei este dată în lucrarea [6].

În lucrările [7] și [8] metoda este perfecționată, obținîndu-se cu ajutorul ei rezultate care generalizează și înlocuiesc rezultatele obținute anterior în [6].

În aceste lucrări, noile criterii de stabilitate nu au fost prezentate în forma cea mai indicată pentru aplicațiile practice.

În prezenta lucrare se prelucrează rezultatele din [7] și din [8] în scopul obținerii unor metode inginerești grafice de calcul, urmînd ca într-o lucrare care se va publica ulterior să se prezinte și o formă analitică compactă a noilor criterii.

2. CARACTERIZAREA SISTEMELOR STUDIATE ÎN LUCRARE

Se consideră sistemele automate care pot fi reprezentate sub forma schemei bloc din figura 1. În această figură, L reprezintă o parte liniară a sistemului, a cărei evoluție este descriptibilă printr-un sistem de ecuații

*) Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică din 31 martie — 2 aprilie 1960.

diferențiale liniar cu coeficienți constanți. Blocul N reprezintă un element neliniar, relativ la care se fac următoarele ipoteze :

— mărimea de ieșire η a blocului N este legată de mărimea de intrare σ prin relația

$$\eta = \varphi(\sigma), \tag{2.1}$$

unde $\varphi(\sigma)$ este o funcție de σ continuă și univocă *), satisfăcînd egalitatea

$$\varphi(0) = 0 \tag{2.2}$$

și inegalitățile

$$h_1 \sigma^2 \leqslant \varphi(\sigma)\sigma \leqslant h_2 \sigma^2 \tag{2.3}$$

unde h_1 și h_2 sînt două numere date. Inegalitățile (2.3) exprimă faptul că graficul funcției (2.1) în planul (η, σ) este cuprins în sectorul haşurat din figura 2. Pentru concizia exprimării, în loc de a enumera proprietățile de mai sus ale funcției $\varphi(\sigma)$, se va spune că funcția $\varphi(\sigma)$ face parte din clasa $A_{h_1 h_2}$ **).

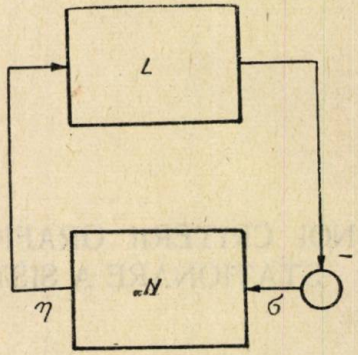


Fig. 1. — Sistemele studiate în lucrare.

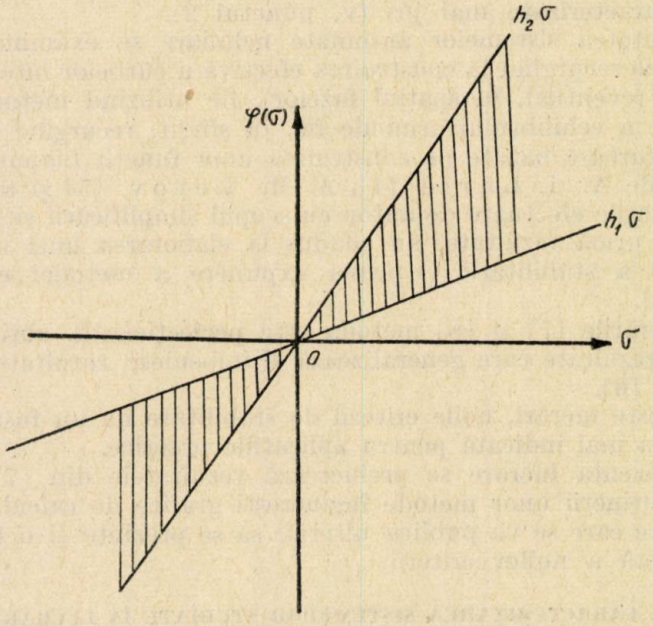


Fig. 2. — Sectorul în care sînt cuprinse, prin definiție graficele funcțiilor de clasă $A_{h_1 h_2}$

*) La punctul 7 se formulează un criteriu valabil și pentru funcții neunivoce.

**) Indicii h_1 și h_2 reprezintă numerele care intervin în inegalitatea (2.3), deci definesc marginile sectorului în care este cuprinsă funcția $\varphi(\sigma)$ (vezi fig. 2). Pentru $h_1 = 0$ și $h_2 \to \infty$ se obține clasa $A_{0,\infty}$ care coincide cu clasa A introdusă de A. M. Letov [5].

În ceea ce privește blocul liniar L se vor considera următoarele două cazuri:

2.1. Cazul S_0. Sistemul liniar obținut prin deconectarea blocului neliniar N are, în lipsa perturbațiilor permanente, o singură poziție de echilibru și această poziție de echilibru este asimptotic stabilă *) (această proprietate de stabilitate se poate studia folosind metodele uzuale ale teoriei liniare a sistemelor automate).

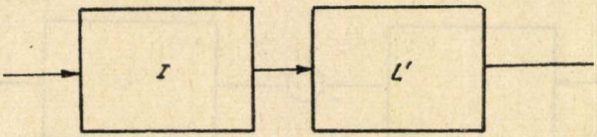


Fig. 3. — Blocul liniar în cazul unui sistem de tip S_1.

Pentru concizie, se va spune despre un sistem a cărui parte liniară satisface condițiile de mai sus că „sistemul este de tip S_0".

2.2. Cazul S_1. Sistemul liniar obținut prin deconectarea blocului neliniar N poate fi adus la forma reprezentată în figura 3. În această figură, I reprezintă un integrator ideal, iar L' este un bloc liniar. Se presupune că blocul L', izolat de restul sistemului are, în lipsa perturbațiilor permanente, o singură poziție de echilibru și că această poziție de echilibru este asimptotic stabilă.

Se mai presupune că are loc inegalitatea

$$\lim s\,G(s) = r > 0, \tag{2.4}$$

în care $G(s)$ este funcția de transfer a blocului liniar definită ca în teoria liniară a sistemelor automate.

Se va folosi mai jos expresia „sistemul este de tipul S_1", înțelegînd prin aceasta faptul că blocul liniar al sistemului satisface condițiile de mai sus.

Observații: 1. Condiția (2.4) este necesară pentru ca sistemul liniar obținut prin substituția

$$\varphi(\sigma) = \varepsilon\sigma, \tag{2.5}$$

unde ε este un număr pozitiv și suficient de mic, să aibă starea staționară asimptotic stabilă.

2. Evoluția în timp a sistemelor de tip S_0 se poate descrie cu ajutorul unui sistem de ecuații de forma considerată în lucrarea [8]. Pe de altă parte, pentru sistemele de tip S_1 este valabil modul de descriere utilizat în [7]. Aceste fapte justifică aplicarea rezultatelor din [7] și [8] la cazurile studiate în prezenta lucrare.

3. Există sisteme automate „propriu nestabile", care se caracterizează prin proprietatea că sistemul obținut după deconectarea elementului neliniar este nestabil [5]. Acest caz se poate reduce la unul din cazu-

*) Cu alte cuvinte, toate rădăcinile ecuației caracteristice a sistemului de ecuații diferențiale, care descrie funcționarea blocului liniar, au părțile reale negative.

rile tratate mai sus considerînd în locul funcției $\varphi(\sigma)$ o funcție $\psi(\sigma)$ dată de relația

$$\psi(\sigma) = \varphi(\sigma) - k\sigma, \tag{2.6}$$

în care numărul k este astfel ales încît sistemul liniar obținut pentru

$$\varphi(\sigma) = k\sigma$$

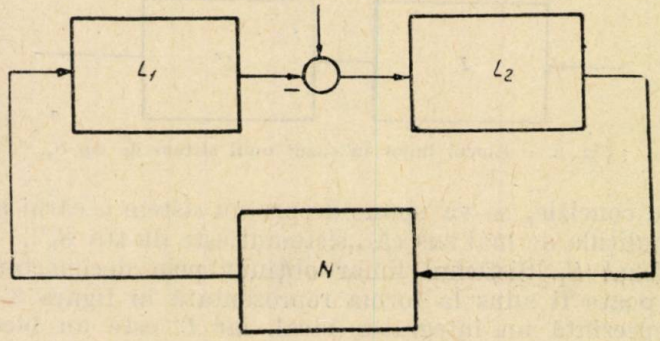


Fig. 4. — Forma mai generală a sistemelor studiate în lucrare.

să posede proprietățile cerute blocului liniar pentru sistemele de tip S_0 sau S_1 (v. punctele 2.1 și 2.2).

4. Evident, nu este necesar ca blocurile N, L și I introduse mai sus să corespundă, fiecare în parte, unui anumit element real al sistemului. Nu se exclude, de exemplu, cazul în care elementul neliniar real al sistemului poate fi reprezentat sub forma unor elemente de tip N, I și L conectate în cascadă.

De asemenea, blocul L care intervine în figurile 2 și 4 poate fi în general compus din alte blocuri liniare conectate într-un mod arbitrar. Nu este necesar nici ca detectorul de eroare să fie plasat la intrarea elementului neliniar, după cum s-a figurat în figura 1. Sistemul mai general din figura 4 este echivalent din punctul de vedere al stabilității, cu sistemul din figura 1, în care blocul L este format din conectarea în cascadă a blocurilor L_1 și L_2.

3. PROBLEMA EXAMINATĂ ÎN LUCRARE

Problema examinată în lucrare, are un enunț puțin diferit după cum sistemul este de tip S_0 sau de tip S_1.

Pentru sistemele de tip S_0 problema are următorul enunț: se dă blocul liniar și se caută cel mai mare număr pozitiv h_0 astfel încît, starea staționară a sistemului studiat să fie asimptotic stabilă, în mare, pentru orice funcție neliniară $\varphi(\sigma)$ făcînd parte din clasa $A_{0,h_0-\varepsilon}$ (v. punctul 2), unde ε este un număr pozitiv arbitrar mic.

Pentru sistemele de tip S_1 enunțul corespunzător este analog celui de mai sus, cu singura diferență că clasa $A_{0,\,k_0-\varepsilon}$ se înlocuiește cu clasa $A_{\varepsilon_1,\,k_0-\varepsilon_2}$, unde ε_1 și ε_2 sînt numere pozitive arbitrare mici *).

4. LOCUL MODIFICAT DE TRANSFER

În criteriile grafice expuse mai jos se folosește „locul modificat de transfer al blocului liniar". Acesta se definește în modul următor: fie $G(s)$ funcția de transfer a blocului liniar L (fig. 1). Se consideră în planul $\{x, y\}$ punctele $(x(\omega),\ y(\omega))$ date de relațiile

$$\begin{aligned} x(\omega) &= \mathcal{R}e\, G(j\omega) \\ y(\omega) &= \omega\, Im\, G(j\omega) \end{aligned} \tag{4.1}$$

și punctul $(x_\infty,\ y_\infty)$ dat de relațiile

$$\begin{aligned} x_\infty &= \lim_{\omega \to \infty} \mathcal{R}e\, G(j\omega) \\ y_\infty &= \lim_{\omega \to \infty} \omega\, Im\, G(j\omega). \end{aligned} \tag{4.2}$$

Locul punctelor $(x(\omega), y(\omega))$ pentru $\omega \geqslant 0$, împreună cu punctul $(x_\infty,\ y_\infty)$ reprezintă, prin definiție „locul modificat de transfer" (l.m.t.) al sistemului studiat.

Observații: 1. Locul modificat de transfer se obține din locul obișnuit de transfer înmulțind ordonatele fiecărui punct cu valoarea lui ω corespunzătoare punctului respectiv.

În adevăr, considerînd relațiile (4.1) și (4.2) se vede că locul obișnuit de transfer este locul punctelor $\left(x(\omega), \frac{1}{\omega}\, y(\omega)\right)$.

2. Spre deosebire de locul obișnuit de transfer, locul modificat de transfer nu are puncte la infinit, nici pentru sistemele de tipul S_0, nici pentru cele de tipul S_1.

3. În timp ce pentru locul obișnuit de transfer punctul corespunzător unei valori oarecare ω este simetricul punctului corespunzător valorii $-\omega$, față de axa reală (locul de transfer fiind deci simetric față de axa reală), pentru locul modificat de transfer punctul corespunzător unei valori oarecare ω se confundă cu punctul corespunzător valorii $-\omega$.

Fiind dat locul modificat de transfer, se poate trasa o dreaptă critică avînd următoarele proprietăți:

a. Dreapta critică nu este paralelă la axa absciselor și taie această axă într-un punct de abscisă negativă.

b. Dintre cele două semiplanuri în care împarte dreapta critică planul $\{x, y\}$ semiplanul care nu cuprinde origina (0, 0), nu conține nici un punct al locului modificat de transfer **).

*) De altfel, starea staționară a sistemelor de tip S_1 nici nu poate fi asimptotic stabilă pentru orice funcție făcînd parte din clasa $A_{0,\,k_0-\varepsilon}$. Pentru a vedea acest lucru este suficient să se examineze cazul $\varphi(\sigma) \equiv 0$.

**) Cu alte cuvinte toate punctele locului modificat de transfer se găsesc fie pe dreapta critică, fie în acel semiplan, limitat de dreapta critică, în care este cuprinsă originea.

c. Nu există nici o altă dreaptă, satisfăcînd condițiile 1 și 2 de mai sus, care să taie axa absciselor într-un punct mai apropiat de origină decît punctul în care dreapta critică taie axa absciselor.

Punctul (x_c, y_c) în care dreapta critică taie axa absciselor se va numi punct critic. Coordonatele acestui punct satisfac condițiile

$$y_c = 0, \tag{4.3}$$

$$x_c = -\frac{1}{k} \tag{4.4}$$

în care k este un număr pozitiv care va interveni în cele ce urmează. Dreapta critică și numărul k se determină imediat pe cale grafică (fig. 5 și 6).

Este ușor de văzut că în ceea ce privește poziția dreptei critice față de locul modificat de transfer, pot avea loc următoarele două situații distincte *) :

A. Se consideră punctele în care locul modificat de transfer taie axa absciselor și se alege dintre aceste puncte punctul cu abscisa cea mai mică (în sens algebric). Se duce tangenta la acest punct. Dacă restul punctelor de pe locul modificat de transfer se găsesc situate fie pe această tangentă, fie de acea parte a tangentei care cuprinde și originea, atunci tangenta considerată este chiar dreapta critică, iar punctul în care s-a dus tangenta este punctul critic (fig. 5).

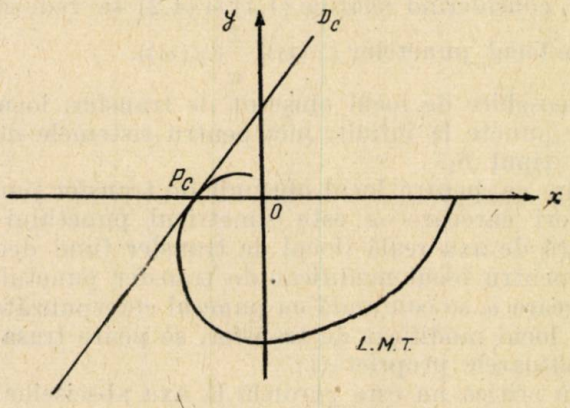


Fig. 5. — Determinarea dreptei critice și a punctului critic fiind dat locul modificat de transfer. Cazul *A* : *L.M.T.* locul modificat de transfer ; D_c dreapta critică ; P_c punctul critic.

B. Dacă situația descrisă mai sus nu are loc, atunci dreapta critică se determină plasînd o riglă pe locul modificat de transfer și deplasînd

*) Se demonstrează că locul modificat de transfer admite, în fiecare punct interior al său, o tangentă bine determinată.

această riglă astfel încît, locul modificat de transfer să fie situat de aceeași parte a riglei ca și originea coordonatelor, iar punctul în care marginea riglei taie axa absciselor să fie cît mai apropiat de origine. În cazul B, dreapta critică și locul modificat de transfer au cel puțin două puncte

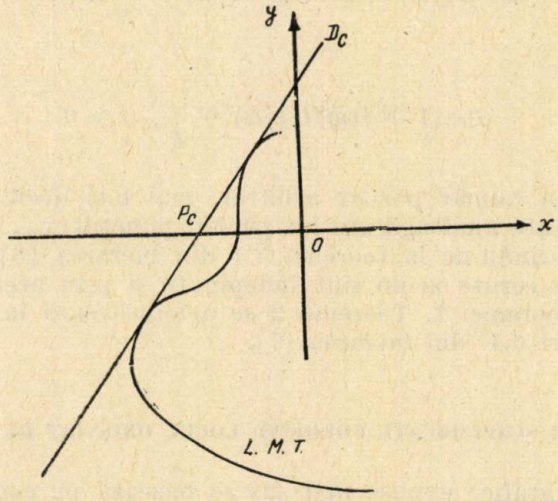


Fig. 6. — Determinarea dreptei critice și a punctului critic fiind dat locul modificat de transfer. Cazul B: $L.M.T.$ locul modificat de transfer; D_c dreapta critică; P_c punctul critic.

comune, unul de ordonată negativă și altul de ordonată pozitivă (fig. 6).

5. TEOREME PRIVIND STABILITATEA STĂRII DE ECHILIBRU A SISTEMELOR STUDIATE

Pe baza celor ce preced și a rezultatelor din [7] și [8] se pot formula următoarele teoreme:

TEOREMA 1. Fiind dat un sistem de tip S_0, dacă funcția $\varphi(\sigma)$ aparține clasei $A_{0,k-\varepsilon}$ în care k (v. 5.2) este valoarea inversă, cu semn schimbat, a abscisei punctului critic, iar ε este un număr pozitiv arbitrar mic, atunci starea staționară a sistemului este asimptotic stabilă în mare.

TEOREMA 2. Fiind dat un sistem de tip S_1 dacă funcția $\varphi(\sigma)$ aparține clasei $A_{\varepsilon_1,k-\varepsilon_2}$ în care k (v. 4.4) are aceeași semnificație ca mai sus, iar ε_1 și ε_2 sînt două numere pozitive arbitrare mici, atunci starea staționară a sistemului este asimptotic stabilă în mare.

Demonstrația teoremei 1 decurge în modul următor: fie

$$x + qy + \frac{1}{k} = 0 \tag{5.1}$$

ecuația dreptei critice, în care k are aceeași semnificație ca în relația (4.4) (punctul (x_c, y_c) dat de (4.3) și (4.4) aparține dreptei critice). Din condiția 2° de la punctul 5 și din relațiile (4.1) și (4.2) rezultă

$$\mathcal{R}e\ G(j\omega) + q\omega\ \mathcal{I}m\ G(j\omega) + \frac{1}{k} \geqslant 0, \tag{5.2}$$

sau

$$\mathcal{R}e\ (1 + j\omega q)\, G(j\omega) + \frac{1}{k - \varepsilon} > 0 \tag{5.3}$$

unde ε este un număr pozitiv arbitrar, mai mic decît k.

O inegalitate analoagă are loc pentru punctul (x_∞, y_∞) dat de relațiile (4.2). Referindu-ne la teorema 3.1 din lucrarea [8] se constată că toate condițiile cerute acolo sînt îndeplinite și prin aceasta se termină demonstrația teoremei 1. Teorema 2 se demonstrează în mod analog pe baza consecinței 6.1. din lucrarea [7].

6. CRITERII SIMPLIFICATE FOLOSIND LOCUL OBIȘNUIT DE TRANSFER

Criteriile grafice expuse mai sus se bazează pe construirea locului modificat de transfer, în funcție de care se determină dreapta critică și punctul critic. Deși construirea locului modificat de transfer nu este în general mai dificilă decît construirea locului obișnuit de transfer *), faptul că acesta din urmă este mai familiar specialistului în reglare automată, face utilă prezentarea unor criterii în care să nu intervină locul modificat de transfer ci locul obișnuit de transfer. Aceste criterii sînt cu atît mai utile cu cît, pentru o categorie largă de sisteme automate, locul obișnuit de transfer este cunoscut.

Criteriile grafice, echivalente celor de la punctul 6, dar bazate pe utilizarea locului obișnuit de transfer sînt mai complicate și mai greu de aplicat decît criteriile care folosesc locul modificat de transfer, fapt pentru care ele nu vor fi prezentate aici. Se va prezenta însă un criteriu simplificat a cărei aplicație este foarte comodă și care prezintă avantajul că este aplicabil și în cazul unor caracteristici $\varphi(\sigma)$ neunivoce.

Acest criteriu constă în a trasa în planul în care este figurat locul obișnuit de transfer, o dreaptă cu proprietățile următoare (fig. 7) :

1. Dreapta este paralelă la axa O_y și taie axa O_x într-un punct de abscisă negativă.

2. Toate punctele de pe locul de transfer sînt situate fie pe dreaptă, fie de acea parte a dreptei care conține origina (0, 0).

3. Nu există nici o altă dreaptă, satisfăcînd proprietățile de mai sus, care să taie axa absciselor într-un punct mai apropiat de origină.

*) Se constată pe exemple simple că locul modificat de transfer este caracterizat prin expresii analitice mai simple decît locul obișnuit de transfer.

Este ușor de văzut că în general, această dreaptă va fi tangentă la locul de transfer (fig. 7). Fie

$$x = -\frac{1}{k'}, \tag{6.1}$$

ecuația dreptei de mai sus. Pe baza unor raționamente de același tip ca acelea de la punctul 6 se demonstrează că, în acest caz, soluția banală

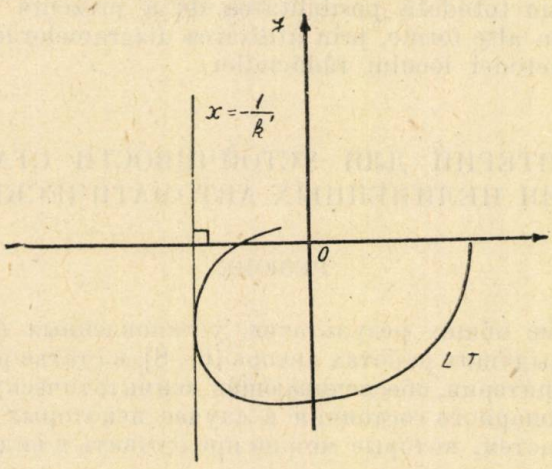


Fig. 7. — Utilizarea locului obișnuit de transfer pentru obținerea de criterii simplificate de stabilitate. *L.T.* locul (obișnuit) de transfer.

a sistemului studiat este asimptotic stabilă pentru orice funcție $\varphi(\sigma)$ de clasă $A_{0,k'-\varepsilon}$ (pentru sistemele de tip S_0) sau $A_{\varepsilon_1,k'-\varepsilon_2}$ (pentru sistemele de tip S_1).

În general, numărul k' astfel obținut va fi mai mic decît numărul k, obținut cu ajutorul locului modificat de transfer (v. punctul 5).

Se poate însă arăta *) că, în aceste condițiuni, starea staționară a sistemului studiat este asimptotic stabilă și pentru funcții $\varphi(\sigma)$ neunivoce satisfăcînd inegalitățile (2.3) (unde $h_1 = 0$, $h_2 = k' - \varepsilon$ pentru sistemele de tip S_0 și $h_1 = \varepsilon_1$, $h_2 = k' - \varepsilon_2$ pentru sistemele de tip S_1).

7. OBSERVAȚII FINALE

La metodele inginerești existente, de examinare a stabilității sistemelor neliniare, se adaugă prin prezenta lucrare o metodă nouă. Fundamentată riguros în lucrările anterioare ale autorului [7], [8], metoda se caracterizează printr-un volum redus de calcule fiind comparabilă în ceea

*) Demonstrația acestei afirmații nu este încă publicată.

ce privește comoditatea cu metodele utilizate în teoria liniară a sistemelor automate.

Expunerea de mai sus, suficientă pentru aplicarea metodei în cazuri concrete, nu a putut cuprinde și nici atinge o serie de probleme conexe, dintre care menționăm: problema măsurii în care criteriile din lucrare diferă de criteriile necesare și suficiente, problema stabilirii de criterii grafice pentru sistemele cu mai multe neliniarități *), problema extinderii criteriilor de stabilitate în vederea tratării calității sistemelor automate etc.

Menționăm totodată posibilitatea de a prezenta criteriile grafice de mai sus și în alte forme, prin utilizarea diagramelor logaritmice și prin extensiunea metodei locului rădăcinilor.

НОВЫЕ КРИТЕРИИ ДЛЯ УСТОЙЧИВОСТИ СТАЦИОНАРНОГО СОСТОЯНИЯ НЕЛИНЕЙНЫХ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

РЕЗЮМЕ

Исходя из общих результатов, установленных и строго обоснованных в предыдущих работах автора [6—8], в статье разрабатываются графические критерии, обеспечивающие асимптотическую устойчивость в целом стационарного состояния в случае некоторых автоматических нелинейных систем, которые можно представить в виде блочной схемы из рис. 1.

Разработанный автором метод состоит в нанесении „видоизменной амплитудно-фазовой характеристики" линейного блока и в графическом определении „критической прямой" и „критической точки" (см. рис. 5 и 6).

Абсцисса критической точки определяет в плоскости характеристики нелинейного элемента определенный сектор типа рис. 2 со свойством, что, если нелинейный элемент имеет однозначную и непрерывную характеристику, размещенную в этом секторе, стационарное состояние системы будет асимптотически устойчиво в целом.

Представляется также графический упрощенный критерий, основанный на применении обыкновенной амплитудно-фазовой характеристики (см. рис. 7). Получается, таким образом, более узкий сектор в плоскости характеристики нелинейного элемента, но в этом случае устойчивость стационарного состояния имеет место и для неоднозначных характеристик, включаемых в этот сектор.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Системы, изучаемые в настоящей работе.

Рис. 2. — Сектор, в котором включены (по определении) графики функций класса A_{h_1, h_2}.

*) Baza teoretică pentru stabilirea acestor criterii este elaborată în lucrările [7] și [8].

Рис. 3. — Линейный блок в случае системы типа S_1.

Рис. 4. — Более общая форма систем, рассматриваемых в настоящей работе.

Рис. 5. — Определение критической точки при заданной видоизмененной амплитудно-фазовой характеристике. Случай А: *L. M. T.* — видоизмененная амплитудно-фазовая характеристика; D_c — критическая прямая; P_c — критическая точка.

Рис. 6. — Определение критической точки при заданной видоизмененной амплитудно-фазовой характеристике. Случай В: *L. M. T.* — видоизмененная амплитудно-фазовая характеристика; D_c — критическая прямая; P_c — критическая точка.

Рис. 7. — Изменение обыкновенной амплитудно-фазовой характеристики для получения упрощенных критериев устойчивости. *L. T.* — обыкновенная амплитудно-фазовая характеристика.

NOUVEAUX CRITÉRIUMS GRAPHIQUES POUR LA STABILITÉ DE L'ÉTAT STATIONNAIRE DES SYSTÈMES AUTOMATIQUES NON LINÉAIRES

RÉSUMÉ

En s'appuyant sur les résultats généraux obtenus et rigoureusement démontrés dans ses travaux antérieurs [6] — [8], l'auteur développe des critériums graphiques capables d'assurer la stabilité asymptotique en grand (c'est-à-dire pour toutes les conditions initiales) de l'état stationnaire, dans le cas de certains systèmes automatiques non linéaires, pouvant être présentés sous la forme du schéma-bloc de la figure 1. La méthode proposée consiste à tracer « le lieu modifié de transfert » de la partie linéaire du système et à déterminer graphiquement une « droite critique » et un «point critique» (fig. 5 et 6).

L'abscisse du point critique détermine, dans le plan de la caractéristique de l'élément non linéaire, un secteur ayant la forme présentée dans la figure 2, et jouissant de la propriété que, si l'élément non linéaire possède une caractéristique univoque et continue située dans ce secteur, l'état stationnaire du système est asymptotiquement stable en grand.

L'auteur présente, en outre, un critérium graphique simplifié, fondé sur l'utilisation du lieu normal (non modifié) de transfert (v. fig. 7). On obtient ainsi, en général, un secteur plus étroit dans le plan de la caractéristique de l'élément non linéaire mais, dans ce cas, l'état stationnaire est asymptotiquement stable, même pour des caractéristiques non univoques contenues dans ce secteur.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Les systèmes étudiés dans ce travail.

Fig. 2. — Le secteur qui comprend, par définition, les graphiques des fonctions de la classe A_{h_1, h_2}.

Fig. 3. — Le bloc linéaire dans le cas d'un système du type S_1.

Fig. 4. — Une forme plus générale des systèmes étudiés dans ce travail.

Fig. 5. — Détermination de la droite critique et du point critique, si le lieu modifié de transfert est donné. Cas *A*: *L.M.T.* — lieu modifié de transfert; D_c — droite critique; P_c — point critique.

Fig. 6. — Détermination de la droite critique et du point critique, si le lieu modifié de transfert est donné. Cas B : $L.M.T.$ — lieu modifié de transfert ; D_c — droite critique ; P_c — point critique.

Fig. 7. — Utilisation du lieu normal (non modifié) de transfert afin d'obtenir des critériums simplifiés de stabilité. $L.T.$ — lieu (normal) de transfert.

BIBLIOGRAFIE

1. A. HALANAY, *Introducere în teoria calitativă a ecuațiilor diferențiale*. Ed. tehnică, București, 1955.
2. W. HAHN, *Theorie und Anwendung der direkten Methode von Ljapunov*. Springer, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1959.
3. В. В. СОЛОДОВНИКОВ, *Основы автоматического регулирования. Теория*. Машгиз, Москва, 1954.
4. А. И. ЛУРЬЕ, *Некоторые нелинейные задачи теории автоматического регулирования*. Гостехиздат, Москва, 1951.
5. А. М. ЛЕТОВ, *Устойчивость нелинейных регулируемых систем*. Гостехиздат, Москва, 1955.
6. V. M. POPOV, *Criterii de stabilitate pentru sistemele neliniare de reglare automată, bazate pe utilizarea transformatei Laplace*. Studii și cercetări de energetică, **IX**, *1*, 119—135, (1959).
7. — *Criterii suficiente de stabilitate asimptotică în mare pentru sistemele automate neliniare cu mai multe organe de execuție*. Studii și cercetări de energetică, **XI**, *4*, 647—680 (1959).
8. — *Noi criterii de stabilitate pentru sistemele automate neliniare*. Studii și cercetări de energetică, **X**, *1* (1960).

ANALIZA TEORETICĂ ŞI EXPERIMENTALĂ A UNUI SERVOMECANISM NELINIAR*)

DE

D. DAMSKER şi G. WEINRICH

În cele ce urmează se studiază un servomecanism magnetic urmăritor, de putere relativ mare (200 W), cu performanţe corespunzătoare unor acţionări la distanţă de uz comun.

Acest servomecanism a fost construit în cinci exemplare care au aceeaşi comportare şi au fost utilizate în industrie cu rezultate bune.

Reglări automate de poziţie similare, au aplicaţie şi în centrale şi sisteme energetice. În centrale pot fi utilizate la reglarea nivelelor, la reglarea debitelor, la comanda la distanţă a vanelor în conductele centralelor hidraulice etc. În sisteme energetice pot fi utilizate la comanda la distanţă a reostatelor de cîmp. Prin adaptarea unei transmisii numerice sau de modulare prin frecvenţă a impulsurilor şi apoi a unui convertor analogic se poate introduce în telemecanizarea centralelor şi sistemelor energetice.

Scopul studiului acestui servomecanism este acela de a confrunta rezultatele ce se pot obţine prin calcul, cu cele obţinute experimental şi în special de a verifica, într-un domeniu nou, metoda semnalului echivalent pentru calculul unor sisteme neliniare [3].

În lucrare se arată felul în care poate fi folosită metoda locului rădăcinii la calculul unor sisteme fizice reale, care au mai multe circuite închise, suprapuse şi la care intervin variaţii largi continue ale unor parametrii (constante de timp şi coeficienţi de amplificare). Aceste variaţii au fost tratate cu mijloacele de calcul ale sistemelor liniare. Se arată că, printr-o corecţie bine aleasă, sistemul îşi menţine calitatea comportării dinamice chiar la variaţii foarte mari ale unor parametrii.

Sistemul mai are o neliniaritate majoră care constă în faptul că preamplificatorul magnetic se saturează brusc în cursul procesului tranzitoriu. Dat fiind miezul magnetic special, din care este construit preamplificatorul, caracteristica de comandă (de transfer) a acestuia poate fi asimi-

*) Lucrare predată Institutului de energetică la data de 23 ianuarie 1960.

lată cu două segmente de dreaptă, una după care lucrează ca amplificator proporţional şi alta, orizontală, după care lucrează ca element necomandat sau ca element bistabil, însă fixat în una din poziţiile sale (poziţia de saturare). Astfel, sistemul neliniar studiat se caracterizează prin acest fapt şi anume că în timpul procesului tranzitoriu trece brusc de la un sistem liniar, la alt sistem liniar, caracteristica generală de transfer a sistemului fiind compusă din două segmente de linie articulate, sau dintr-o linie frîntă. În cadrul lucrării, sînt expuse argumentele din care rezultă că pentru acest fel de sisteme neliniare este mai just teoretic şi mai comod practic, să se utilizeze metoda originală propusă sub numele de „semnal echivalent", metodă grafoanalitică inginerească.

Descrierea schemei şi elementelor constitutive. Traductoarele de poziţie sînt selsinele S_1 şi S_2 (fig. 1). Selsinul receptor S_2 este cuplat mecanic cu servomotorul SM prin intermediul unui reductor. Tensiunea monofazată livrată de S_2 transformatorului T_1 este proporţională cu abaterea de reglare şi este redresată sensibil la fază de către puntea redresoare $G_1...G_4$ şi transformatorul de referinţă T_2. Între prizele mediane ale transformatoarelor T_1 şi T_2 se află conexată înfăşurarea de comandă w_{c1} a preamplificatorului.

Preamplificatorul are două amplistate montate în contratimp cu ieşirea în curent continuu. Prin înfăşurarea w_{rr} a preamplificatorului s-a introdus reacţia rigidă de tensiune cu scopul de a se putea ajusta amplificarea şi constanta de timp. Reactorii saturabili ai primului etaj au miezul magnetic construit din bandă înfăşurată în inel din material cu coeficient de rectangularitate mare (Permenorm 5 000 Z). Figura 2 reprezintă caracteristica preamplificatorului cu reacţia negativă şi cu sarcina reală, iar figura 3 redă oscilograma procesului tranzitoriu pentru acelaşi element la închiderea bruscă a circuitului de comandă. Se constată că răspunsul are loc într-o semiperioadă a tensiunii reţelei. Schema a fost calculată astfel încît preamplificatorul să se satureze la o abatere de cîteva grade, producînd brusc un semnal care comandă total amplificatorul final. În acest fel răspunsul etajului final este mai scurt, iar impedanţa de sarcină a selsinului S_2 este suficient de mare.

Amplificatorul final este comandat prin două înfăşurări w_{c2} în opoziţie. Montajul său este în contratimp cu ieşirea în curent alternativ. Pentru a se reduce curentul parazit care circulă în înfăşurările de curent alternativ (w_{a2}) ocolind sarcina, s-a introdus o negativare puternică prin înfăşurările w_{p2}, ceea ce are ca efect apariţia unei zone moarte la caracteristica de comandă în situaţia sarcinii reale inductive însă cu servomotorul oprit (fig. 4). Figura 5 redă oscilograma procesului tranzitoriu la acest etaj obţinut prin închiderea bruscă a circuitului de comandă, sarcina fiind înfăşurarea respectivă a servomotorului.

Servomotorul SM bifazat are caracteristicele cuplu-turaţie reprezentate în figura 6. La închiderea bruscă a tensiunii de alimentare a fazei de referinţă, faza comandată fiind alimentată la tensiunea nominală, prin amplificator are loc procesul tranzitoriu reprezentat de oscilograma din figura 7. Pentru stabilizare s-a introdus tahogeneratorul TG şi circuitul R_1C_1.

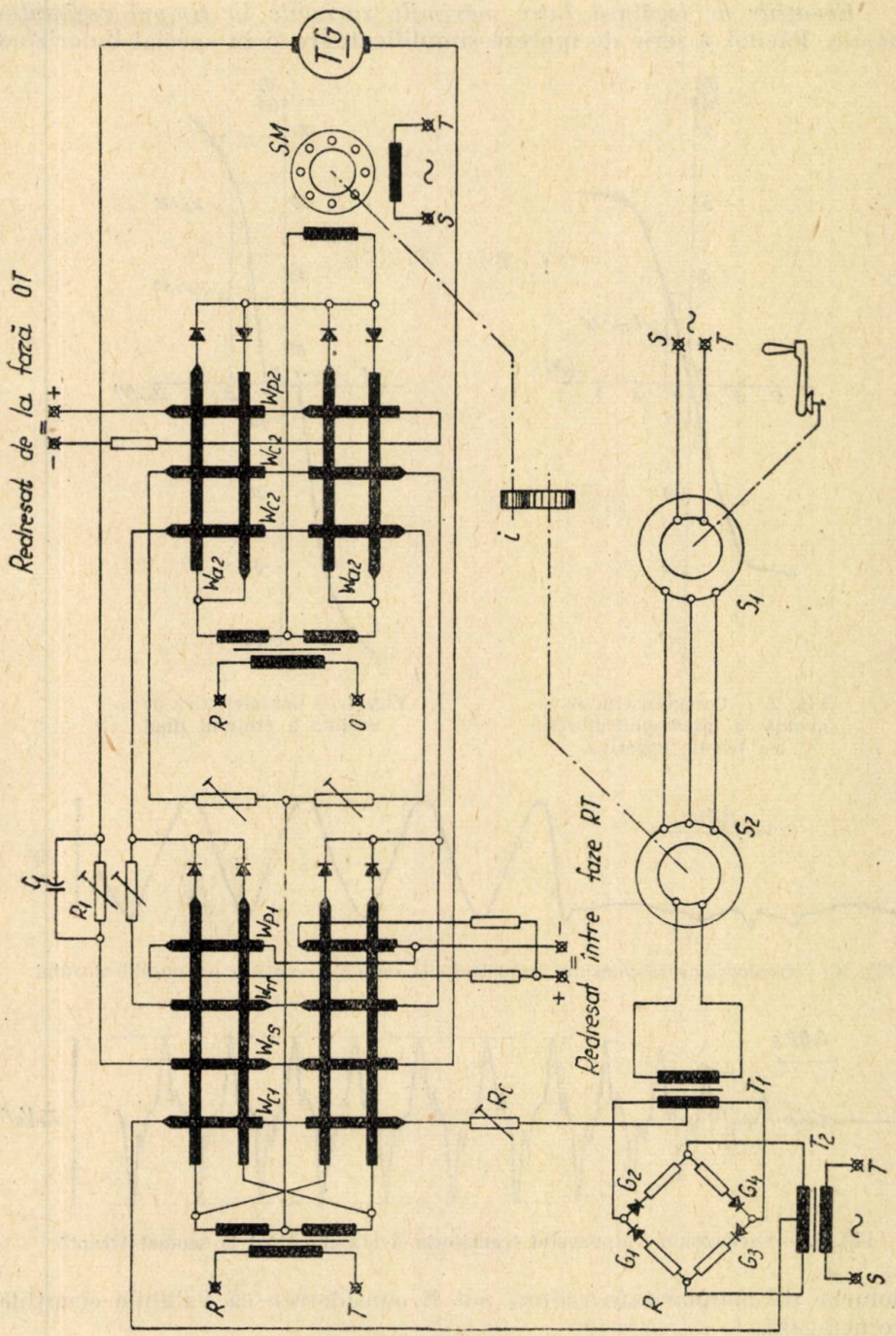


Fig. 1. — Schema principială.

Ecuaţiile de legătură între mărimile variabile în timpul regimului dinamic. Făcînd o serie de ipoteze simplificatoare şi în special liniarizînd

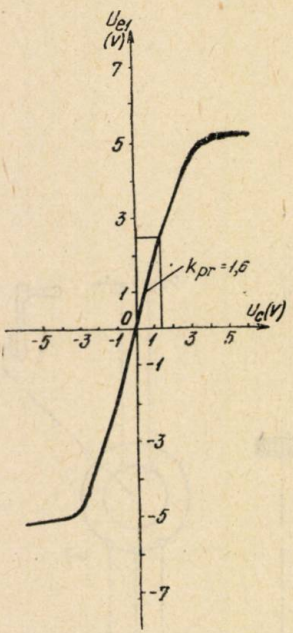


Fig. 2. — Caracteristica de comandă a preamplificatorului cu reacţie negativă.

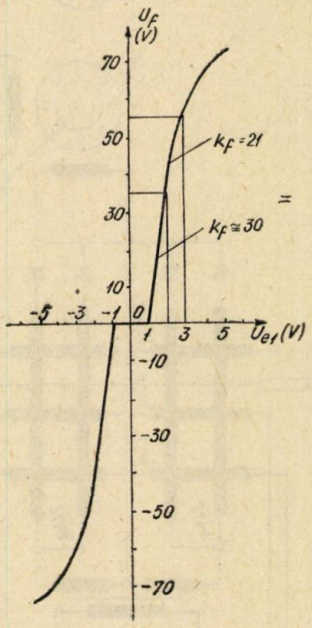


Fig. 4. — Caracteristica de comandă a etajului final.

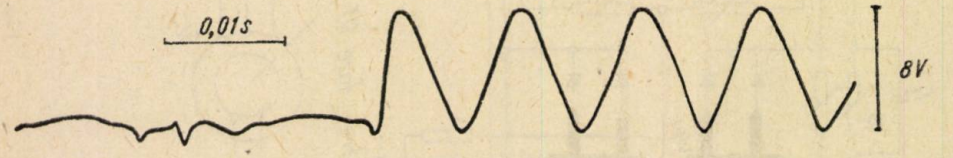


Fig. 3. — Oscilograma răspunsului tranzitoriu la semnal treaptă a preamplificatorului.

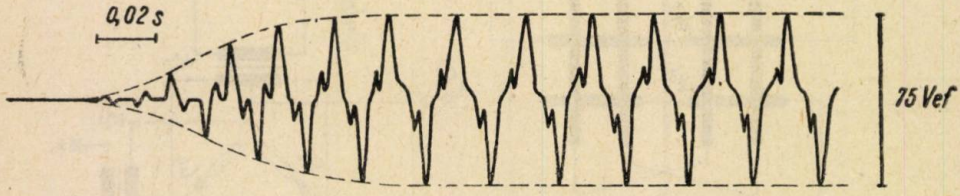


Fig. 5. — Oscilograma răspunsului tranzitoriu a etajului final la semnal treaptă.

fenomene de neliniaritate redusă pot fi considerate ca valabile ecuaţiile care urmează.

Presupunînd proporționalitatea între tensiunea rotorică U_s a selsinului S_2 și unghiul de decalaj α între rotoarele selsinelor pentru unghiuri mici, se introduce prima constantă

$$k_1 = \frac{U_s}{\alpha}\left[\frac{V}{\text{grad}}\right]. \qquad (1)$$

Din schemă se deduce relația

$$I_c = \frac{\frac{2}{\pi}\sqrt{2}\,U_2}{R_c + \frac{1}{2}(R + r_r) + 2\,r_c} \qquad (2)$$

unde I_c este curentul redresat, U_2 este tensiunea efectivă secundară a lui T_1, iar R_c, R, r_r și r_c sînt rezistențele respective din circuitul exterior, din una din ramurile punții, a unui redresor și a unei înfășurări de comandă [4]. Rezistența totală a circuitului de comandă a preamplificatorului este deci

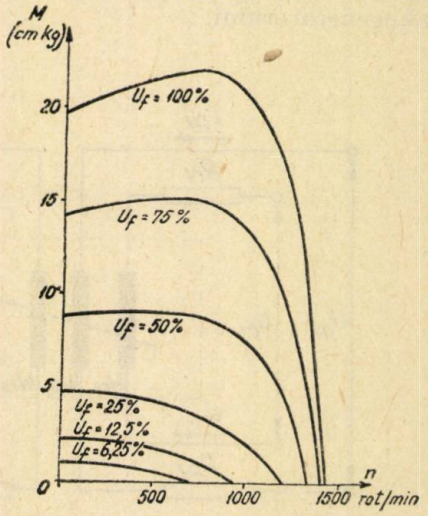


Fig. 6. — Caracteristicele cuplu-turație al servomotorului.

$$R_{c1}^{*} = R_{c1} + \frac{1}{2}(R + r_r) + 2\,r_c\,. \qquad (3)$$

Raportul între tensiunea redresată aplicată circuitului de comandă u_{c1} și tensiunea de eroare este coeficientul de proporționalitate

$$k_2 = \frac{u_{c1}}{U_s} = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \cdot t \qquad (4)$$

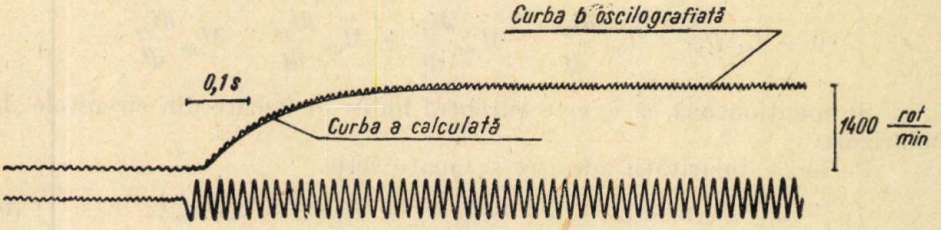


Fig. 7. — Oscilograma răspunsului tranzitoriu la semnal treaptă a servomotorului bifazat.

unde t este raportul de transformare a lui T_1.

Ecuațiile diferențiale care descriu operațiile tranzitorii la preamplificatorul nesaturat se deduc după schema simplificată din figura 8. Notațiile

sînt cele de pe figură. S-au notat cu indicii c_1, p_1, r_s, r_r, parametrii circuitelor de comandă, de polarizare, de reacţie sensibilă la frecvenţă, de reacţie rigidă, iar cu u_{e1} şi u_{TG} tensiunea de ieşire din preamplificator şi f.e.m. a tahogeneratorului.

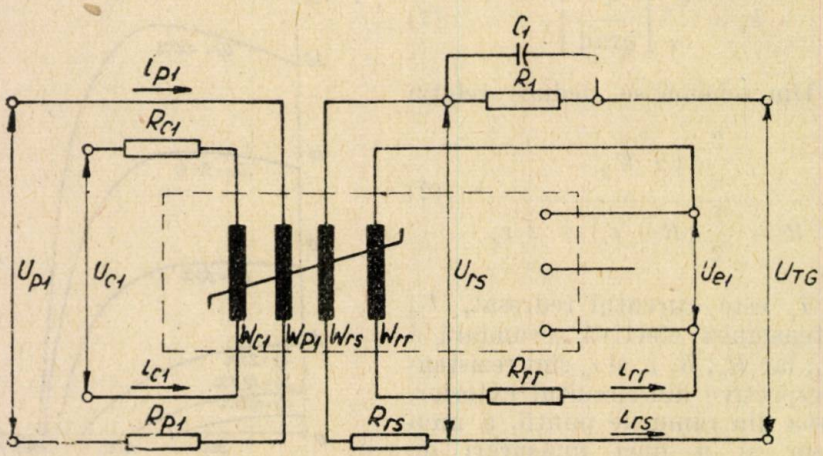


Fig. 8. — Schema principială a preamplificatorului.

Admiţînd că scăpările magnetice între înfăşurările de comandă sînt neglijabile, se poate scrie :

$$
\begin{aligned}
u_{c1} &= i_{c1} R_{c1}^{*} + L_{c1}\frac{di_{c1}}{dt} - M_{cr}\frac{di_{rr}}{dt} - M_{cs}\frac{di_{rs}}{dt} - M_{cp}\frac{di_{p1}}{dt}, \\
u_{e1} &= i_{rr} R_{rr} + L_{rr}\frac{di_{rr}}{dt} - M_{rc}\frac{di_{c1}}{dt} + M_{rs}\frac{di_{rs}}{dt} + M_{rp}\frac{di_{r1}}{dt}, \\
u_{rs} &= i_{rs} R_{rs} + L_{rs}\frac{di_{rs}}{dt} - M_{sc}\frac{di_{c1}}{dt} + M_{sr}\frac{di_{rr}}{dt} + M_{sp}\frac{di_{p1}}{dt}, \\
0 &= i_{p1} R_{p1} + L_{p1}\frac{di_{p1}}{dt} - M_{pc}\frac{di_{c1}}{dt} + M_{pr}\frac{di_{rr}}{dt} + M_{ps}\frac{di_{rs}}{dt}.
\end{aligned}
\tag{5}
$$

Se menţionează că i_p este curentul indus în fiecare din circuitele de polarizare.

Pe baza liniarităţii admise, se poate scrie

$$u_{c1} = \mu\theta = \mu\,(i_{c1} w_{c1} - i_{rr} w_{rr} - i_{rs} w_{rs} - i_{p1} w_{p1}), \tag{6}$$

unde θ este solenaţia rezultantă şi μ un coeficient de proporţionalitate. Se presupun condiţii iniţiale zero şi se aplică transformarea Laplace. Se mai ţine seama că între u_{rs} şi u_{TG} există relaţia

$$u_{rs} = u_{TG} - i_{rs}\frac{R_1}{1 + R_1 C_1 s}. \tag{7}$$

Se fac unele calcule și se introduc notațiile

$$T_{rs}^{\star} = \frac{L_{rs}}{R_{rs}}, \quad T_{rr} = \frac{L_{rr}}{R_{rr}}, \quad T_{c1} = \frac{L_{c1}}{R_{c1}}, \quad T_{p1} = \frac{L_{p1}}{R_{p1}}, \quad T_1 = R_1 C_1 \quad \text{și}$$

$$k_{pr}^{\star} = \mu \frac{w_{c1}}{R_{c1}}, \qquad k_r = \frac{R_{rs}}{R_1 + R_{rs}}.$$

Se mai introduc următoarele notații

$$\varkappa_{rr} = \frac{w_{rr}}{w_{c1}} \cdot \frac{R_{c1}^{\star}}{R_{rr}}, \quad \varkappa_v = \frac{w_{rs}}{w_{c1}} \cdot \frac{R_{c1}^{\star}}{R_{rs}}, \quad k_{pr} = \frac{k_{pr}^{\star}}{1 + k_{pr}^{\star} \varkappa_{rr}},$$

$$T_{rs} = \frac{T_{rs}^{\star}}{1 + k_{pr}^{\star} \varkappa_{rr}} \quad \text{și} \quad T_{\varepsilon} = \frac{T_{c1} + T_{p1} + T_{rr}}{1 + k_{pr}^{\star} \varkappa_{rr}}.$$

După calcule se ajunge la expresia

$$u_{c1}\left[1 + sT_{\varepsilon} + \frac{k_r\, sT_{rs}\,(1 + sT_1)}{1 + k_r\, sT_1}\right] = k_{pr}\, u_{c1} - k_{pr}\, \varkappa_v \frac{k_r(1 + T_1 s)}{1 + k_r\, sT_1}\, u_{TG}(s), \quad (8)$$

care reprezintă legătura între mărimea de intrare și ieșire din preamplificatorul nesaturat cu reacție negativă rigidă de tensiune.

Admițînd că amplificatorul final este un element aperiodic și că se pot neglija scăpările magnetice între înfășurările de comandă, se vede imediat că pentru acest etaj este de luat în considerație o singură constantă de timp T_f și anume suma constantelor celor două înfășurări de comandă (tensiunile induse în cea de a treia înfășurare se anulează).

Pentru servomotor trebuie să se considere o funcție de transfer cu două constante de timp. S-a adoptat $T_{m1} = 0{,}05$ s și $T_{m2} = 0{,}1$ s. În figura 7 se vede (curba a) procesul tranzitoriu calculat cu aceste constante de timp și procesul oscilografiat (curba b) care sînt în bună corespondență.

Schemele bloc și funcțiile de transfer. În timpul procesului tranzitoriu ca rezultat al unui semnal de intrare în treaptă sînt de considerat două regimuri și anume regimul în care preamplificatorul este nesaturat și regimul în care preamplificatorul este saturat.

În regimul cu preamplificatorul nesaturat, servomecanismul este echivalent cu un sistem închis avînd un circuit interior de reacție negativă tahometrică. Relația (8) arată că funcția de transfer a preamplificatorului în condiții inițiale zero este

$$\frac{k_{pr}}{1 + sT_{\varepsilon} + \dfrac{k_r s T_{rs}(1 + ST_1)}{1 + k_r\, sT_1}} = \frac{k_{pr}\,(1 + k_r\, sT_1)}{As^2 + Bs + C} \quad (9)$$

unde $A = k_r T_1 (T_{\varepsilon} + T_{rs})$; $B = k_r\, T_1 + T_{\varepsilon} + k_r T_{rs}$; $C = 1$,

iar că în circuitul reacţiei tahometrice trebuie introdus un bloc de adaptare cu funcţia de transfer

$$k_{TG}\varkappa_v \frac{k_r(1+sT_1)}{1+sk_rT_1}. \tag{10}$$

Schema bloc se prezintă deci ca în figura 9. Pentru a se calcula cu un singur circuit închis se modifică schema bloc trecîndu-se la schema echivalentă din figura 10.

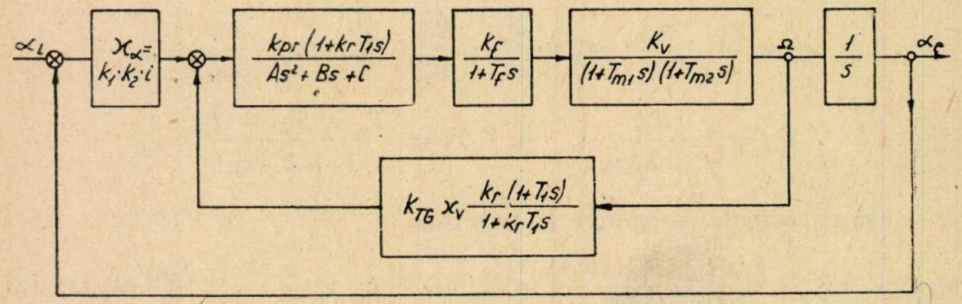


Fig. 9. — Schema bloc a sistemului în regimul cu preamplificatorul nesaturat.

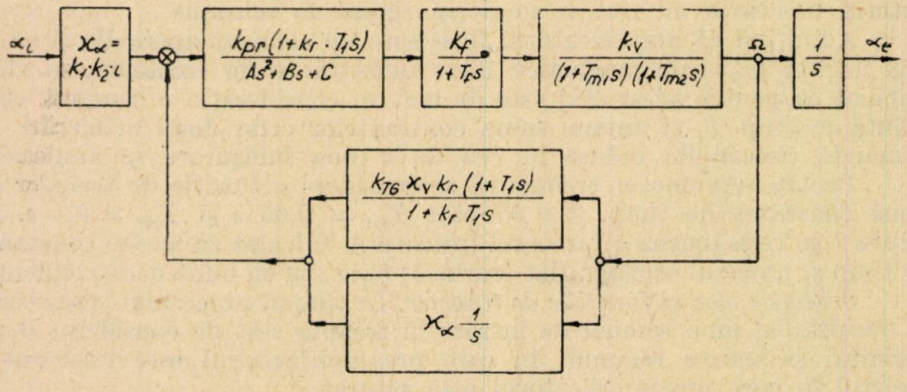


Fig. 10. — Schema echivalentă bloc a sistemului, însă cu un singur circuit închis.

În acest regim funcţia de transfer a sistemului deschis este

$$Y_d(s) = \frac{k_{pr}(1+k_rsT_1)}{As^2+Bs+C}\cdot\frac{k_f}{(1+sT_f)}\cdot\frac{k_v}{(1+sT_{m1})(1+sT_{m2})}\left[\frac{k_1k_2i}{s}+\right.$$

$$\left.+\frac{k_{TG}k_r\varkappa_v(1+sT_1)}{1+k_rsT_1}\right]=\frac{k_{pr}\cdot k_f\cdot k_v\cdot(as^2+bs+c)}{(As^2+Bs+C)(1+sT_f)(1+sT_{m1})(1+sT_{m2})} \tag{11}$$

unde $a = k_{TG}k_r\varkappa_v T_1$; $b = \varkappa_\alpha k_r T_1 + k_{TG}k_r\varkappa_v$; $\varkappa_\alpha = k_1k_2i$; $c = \varkappa_\alpha$.

Unghiul parcurs de rotorul selsinului S_2, are funcția de transfer în raport cu unghiul rotorului selsinului S_1

$$F(s) = \frac{\varkappa_\alpha}{s} \cdot \frac{Y_d(s)}{1 + Y_d(s)} \cdot \frac{s(1 + k_r s T_1)}{as^2 + bs + c}. \tag{12}$$

În regimul tranzitoriu cu preamplificatorul saturat, sistemul în întregime se prezintă cu un lanț deschis de elemente. Expresia unghiului de ieșire α_{e_2}, pentru condiții inițiale zero, este :

$$\alpha_{e_2}(s) = \frac{k_f \quad k_v}{(1 + T_f s)(1 + T_{m1} s)(1 + T_{m2} s)} \cdot \frac{\varkappa_\alpha}{s} \cdot \frac{[\alpha]_{sat}}{s} \tag{13}$$

unde α_{sat} este unghiul minim la care preamplificatorul se saturează.

Configurația punctelor singulare în planul s la variația parametrilor liberi. Regimul de stabilire în jurul poziției finale este condiționat în cea mai mare măsură de comportarea dinamică a sistemului în regimul tranzitoriu cu preamplificatorul nesaturat. De aceea se vor determina valorile de adoptat pentru parametrii liberi, corespunzătoare răspunsului dorit la un semnal în treaptă pe baza configurației punctelor singulare în planul s.

Graficele locului rădăcinii nu pot fi trasate pentru valori nespecificate, încît este necesar ca din acest punct al expunerii să se introducă valorile numerice ale sistemului experimentat.

Următoarele constante sînt determinate prin construcția elementelor fizice și asupra lor nu se poate interveni prin ajustare

$$i = 1/200\,; \quad \varkappa_\alpha = k_1 k_2 i = 4{,}73 \times 10^{-3} \frac{V}{\text{grade}}\,; \quad k_f = 30\,\frac{V}{V}\,;$$

$$k_{TG} = 0{,}01\,\frac{Vs}{\text{grad}}\,; \quad T_f = 0{,}06\text{ s}\,; \quad T_{m1} = 0{,}05\text{ s}\,; \quad T_{m2} = 0{,}1\text{ s}.$$

Rezistența R_{c1}^* este fixată de impedanța de sarcină admisibilă pentru selsine și este de 842 Ω. Coeficientul de amplificare propriu (nominal) preamplificatorului k_{pr} este 2,43 și constanta sa de timp $T_{pr} = 0{,}01\text{ s}$.

Coeficientul de amplificare statică de la tensiune la turație al servomotorului, notat k_v, este variabil cu tensiunea, după cum se vede din figura 6. El variază de la $\frac{1\,400\text{ rot/min}}{110\text{ V}} = 76\,\frac{\text{grad}}{\text{V}}$ pentru tensiunile mari, la $\frac{1\,330\text{ rot/min}}{55\text{ V}} = 145\,\frac{\text{grad}}{\text{V}}$ pentru tensiunile mai mici. În calcule s-a admis prima valoare, dar în interpretarea rezultatelor s-a ținut seama și de valoarea a doua.

Elementele fizice ajustabile sînt : R_{rr}, R_1 și C_1. Parametrii variabili corespunzători sînt deci k_{pr}, T_1 și produsul $\varkappa_v k_r$. În cazul $T_1 = 0$, următorii coeficienți din relația (11) capătă valorile : $A = 0$, $B = 0{,}01$, $C = 1$,

$a = 0$. Se notează $z_1 = -c/b$. Relaţia (11) se poate scrie, după neglijarea lui B

$$Y_d(s) = \frac{K(s + Z_1)}{s(s + p_f)(s + p_{m1})(s + p_{m2})} = \frac{K(s + z_1)}{s \cdot (s + 16{,}67)(s + 20)(s + 10)} \quad (14)$$

unde $K = K_v \cdot p_f \cdot p_{m1}\, p_{m2}\, k_{TG} \cdot \varkappa_v k_r \cdot \frac{1}{\varkappa_\alpha}$, iar $K_v = k_{pr} \cdot k_f \cdot k_v$. S-a notat cu p inversul constantei de timp de acelaşi indice.

În formula de mai sus K şi Z_1 cuprind parametrii variabili. Pentru Z_1 se consideră două valori şi anume $Z_1 = -6{,}1$ corespunzător produsului $\varkappa_v k_r = 0{,}078$ şi $Z_1 = -3{,}65$ corespunzător $\varkappa_v k_r = 0{,}131$.

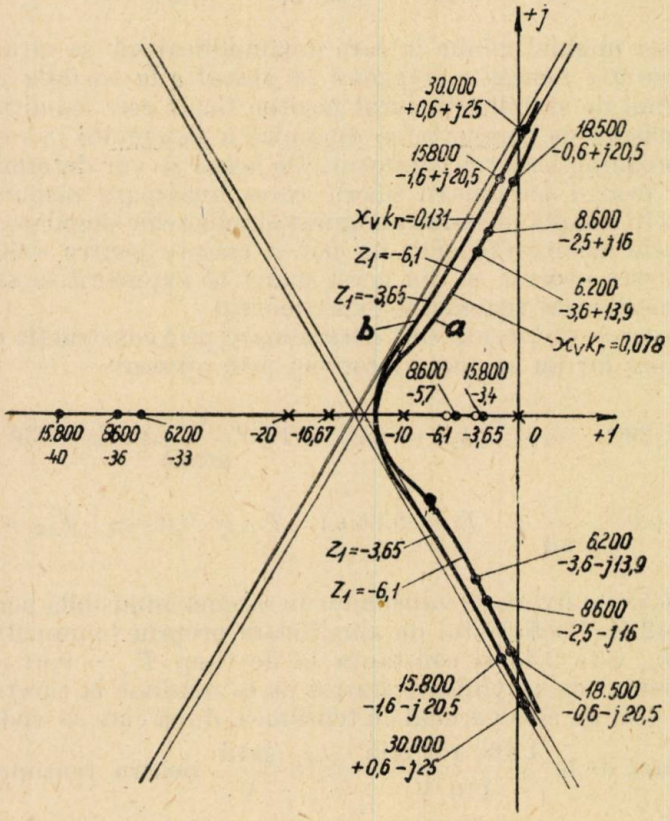


Fig. 11. — Locul rădăcinii pentru $T_1 = 0$.

Aceste valori reprezintă limitele normale între care poate varia rezistenţa R_1 (900 la 520 Ω). În figura 11 este reprezentat locul rădăcinii [1], [2] pentru ecuaţia $1 + Y_d(s) = 0$ la variaţia lui K şi pentru cele două valori ale lui Z_1. Cele două locuri sînt apropiate între ele, însă punctele de pe locul a corespunzătoare unei reacţii tahometrice mai slabe, corespund

la un K_v mai mare. O funcționare stabilă se poate obține corespunzătoare unei valori k_{pr} mult mai mici decît cea nominală.

La introducerea capacității C_1, situația se îmbunătățește.

La $T_1 \neq 0$ funcția $Y_d(s)$ are expresia

$$Y_d(s) = \frac{K(s + z_a)(s + z_b)}{s(s + p_1)(s + p_f)(s + p_{m1})(s + p_{m2})}. \tag{15}$$

În relația de mai sus s-a neglijat cea mai mare dintre rădăcinile polinomului $(As^2 + Bs + C)$.

La creșterea valorii lui T_1, zerourile z_a și z_b devin complex conjugate. Figura 12 redă locurile pentru $T_1 = 0{,}09\ s$ în două variante corespunzătoare celor două valori ale produsului $\varkappa_v k_r$. În fiecare caz în parte locul are patru ramuri, dintre care două se termină în zerourile complexe și două se îndepărtează la infinit. Rolul predominant în comportarea dinamică îl au cei doi poli care se găsesc în apropierea zerourilor complexe. Prin alegerea convenabilă a poziției zerourilor, la un factor de amplificare potrivit se poate predetermina calitatea răspunsului. Astfel la $\varkappa_v k_r = 0{,}078$ zerourile se găsesc la $(-6 \pm j\,5{,}5)$ și pentru $K = 38\,500$ rădăcinile sînt la $(-69\ ;\ -5{,}1 \pm j\,5\ ;\ -12{,}5 + j\,23{,}5)$.

Răspunsul total al sistemului nu trebuie să aibă decît o depășire foarte redusă, practic zero, pentru a se evita ca preamplificatorul să intre în saturație în sens invers. Pe lîngă faptul că unghiul de intrare în saturație este mic, la depășirea poziției finale, reacția tahometrică lucrează în sens pozitiv și prin aceasta face ca preamplificatorul să intre în saturație la un unghi de depășire cu atît mai mic cu cît trecerea peste poziția finală se face cu viteză mai mare.

Intrarea în saturație în sens contrar dă loc la oscilații întreținute. Spre sfîrșitul regimului tranzitoriu, tensiunile aplicate servomotorului sînt mici și k_v se mărește pînă la dublu. În condiția unor zerouri complexe plasate convenabil, la mărirea factorului de amplificare k_v, polii predominanți practic nu își schimbă poziția, deci comportarea dinamică rămîne bună. Din diagramele prezentate rezultă că situația optimă este corespunzătoare lui $T_1 = 0{,}09\ s$ cu $\varkappa_v = 0{,}484$ și $k_r = 0{,}161$. La creșterea constantei T_1 peste această valoare, zerourile z_a, z_b capătă poziții nefavorabile apropiindu-se de origine prin puncte a căror parte imaginară este în raport mai mare față de partea reală. Valoarea mai mare pentru $\varkappa_v k_r$ (0,131) are neajunsul că întîrzie răspunsul și provoacă ieșirea din regimul saturat mai devreme.

Calculul proceselor tranzitorii. Pentru confruntarea cu rezultatele obținute experimental, este necesară construirea întregului proces tranzitoriu în regim saturat urmat de cel nesaturat.

Unghiul de intrare în saturație este

$$\alpha_{sat} = \frac{[U_{e_1}]_{sat}}{k_1 k_2 k_{pr}} = \frac{5{,}1}{0{,}7 \times 1{,}35 \times 1{,}6} = 3{,}38°. \tag{16}$$

Timpul pînă la saturarea preamplificatorului este de $0{,}01\ s$ încît se poate considera că procesul tranzitoriu începe direct cu regimul în care

preamplificatorul este saturat. Pentru acest regim funcţia de transfer a fost redată prin formula (13).

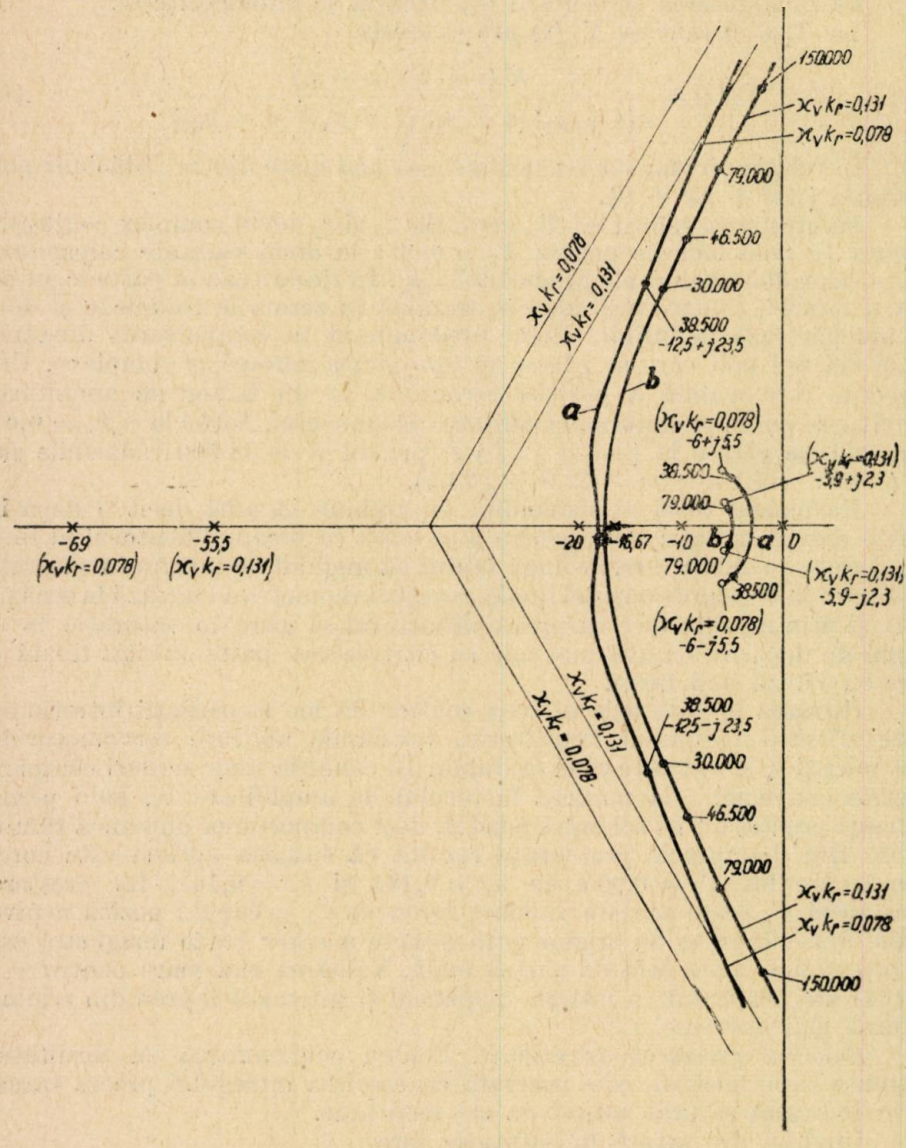


Fig. 12. — Locul rădăcinii pentru $T_1 = 0{,}09$ s.

Retranscriind această formulă sub o formă mai potrivită se ajunge la :

$$\alpha_{es}(s) = \frac{K_1 \alpha_{sat}}{s^2 (s + p_f)(s + p_{m1})(s + p_{m2})} = \frac{127\,500}{s^2 (s + 20)(s + 16{,}67)(s + 10)} \quad (17)$$

În acest regim amplificatorul final funcționează cu tensiunea de ieșire în apropierea cotului de saturație, încît pentru k_f trebuie admisă valoarea 21,6 (fig. 4).

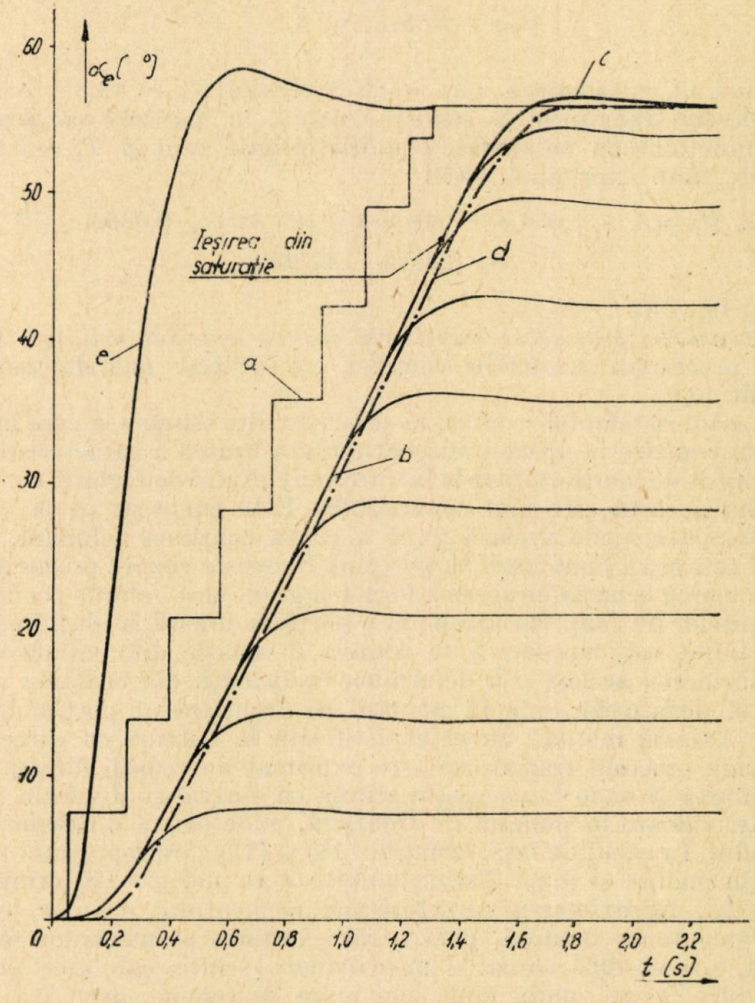


Fig. 13. — Construirea procesului tranzitoriu total.

Funcția de timp corespunzătoare este de forma

$$\alpha_{eș}(t) = h(t-g) + A_{-20}\, e^{-20t} + A_{-16,67}\, e^{-16,67t} + A_{-10}\, e^{-10t}. \quad (18)$$

Rezultă pentru $\alpha_{eș}(t)$ expresia

$$\alpha_{eș}(t) = 42(t-0,22) + 18,7\, e^{-9,1t} - 18,22\, e^{-16,67t} + 8,77\, e^{-20t}. \quad (19)$$

Construcția grafică a funcțiunii (19) se găsește în figura 13 curba b (limitată pînă la punctul de ieșire din saturație). Ieșirea din regimul tranzi-

toriu cu preamplificatorul saturat, depinde de efectul reacţiei tahometrice. Tensiunea reacţiei tahometrice raportată la înfăşurarea de comandă a preamplificatorului este :

$$U_{TG} = h \cdot k_{TG} \cdot \varkappa_v \cdot k_r \cdot \frac{1}{i} . \tag{20}$$

Luînd în consideraţie $\varkappa_v k_r = 0{,}078$ rezultă $\alpha_{sat} = 10{,}3°$.

Procesul tranzitoriu la semnal treaptă, în ipotezele că preamplificatorul funcţionează nesaturat, condiţii iniţiale zero şi $T_1 = 0{,}09\ s$ are funcţia de timp exprimată astfel

$$\alpha_{es}(t) = 1 + 1{,}654\, e^{-5{,}1t} \cos(5\,t + 129°38') + 0{,}0865\, e^{-12{,}5t} \cos(23{,}5\,t - 47°23') \tag{21}$$

(curba *e*, fig. 13).

Construirea procesului tranzitoriu pentru sistemul neliniar. La construirea procesului trazitoriu complet s-a utilizat metoda semnalului echivalent [3].

În cazul sistemului studiat, ca şi pentru alte sisteme la care în timpul procesului tranzitoriu apare o discontinuitate bruscă a caracteristicii unui element lipsit de inerţie, situat la intrarea circuitului de reglare, considerăm că metoda aceasta este mai convenabilă. Este cunoscut că la sistemele la care caracteristicile variază după o curbă continuă neliniară, metoda de calcul este cea a liniarizării pe porţiuni. În aceste cazuri, procesul tranzitoriu are mereu ecuaţia de aceeaşi formă şi grad, însă valorile coeficienţilor şi constantelor de timp variază de la o porţiune liniară la alta. Pentru fiecare porţiune, este necesar a se rezolva o ecuaţie diferenţială de grad mare însă mereu acelaşi şi a determina coeficienţii din egalarea valorilor funcţiei şi derivatelor sale în punctul de frontieră al porţiunilor alese arbitrar. Această metodă nu este justificată la sisteme cu caracteristici frînte, unde procesul tranzitoriu este exprimat de ecuaţii diferenţiale de formă diferită şi unde nu se poate afirma că derivatele de ordin superior au aceeaşi valoare în punctul de frontieră, unde există o discontinuitate a sistemului. În cazul de faţă, ecuaţiile (18) şi (21) care reprezintă procesul tranzitoriu înainte şi după discontinuitate n-au nici aceeaşi formă şi nici acelaşi grad. Aproximarea caracteristicii elementului neliniar prin mai multe segmente de dreaptă, pentru care variaţia parametrilor să fie cît mai mică, este posibilă numai la unele sisteme (printre care şi cel analizat), însă conduce la un volum mult mai mare de calcule, decît cel necesar prin metoda grafoanalitică utilizată în continuare.

Pentru fiecare segment de dreaptă al caracteristicii (fig. 2) sistemul este liniar. La un proces tranzitoriu provocat de un semnal suficient de puternic, sistemul este neliniar. Răspunsul treaptă al sistemului pentru prima porţiune dreaptă a caracteristicii se poate construi conform cu teoria clasică a sistemelor liniare ; însă pentru a doua porţiune a caracteristicii, condiţiile iniţiale sînt diferite de zero. Metoda simplă propusă pleacă de la presupunerea că de la început sistemul ar dispune de porţiunea a doua a caracteristicii, deci sistemul este liniar şi i se poate calcula

răspunsul treaptă. Acestui sistem i se dau însă semnale la intrare astfel calculate grafic încît la ieșire să se reproducă curba procesului tranzitoriu corespunzătoare primei porțiuni de caracteristică. Sistemul fiind liniar, efectele acestor semnale se suprapun. Elementele liniare și inerțiale din sistemul reglat trec fizic prin același proces, indiferent care este semnalul la intrare, dacă la ieșirea sistemului se regăsește aceeași variație. Rezultă deci că luînd în considerație numai sistemul liniar al porțiunii a doua a caracteristicii, se poate reconstrui întregul proces tranzitoriu al ambelor porțiuni de caracteristică. Procedeul de calcul grafic se poate urmări în exemplul tratat în această lucrare (fig. 13).

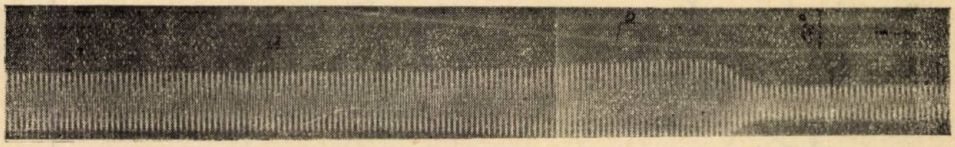
Se dau sistemului semnale suprapuse și succesive în timp (curba în trepte *a*) astfel potrivite încît unghiul de ieșire să parcurgă curba procesului tranzitoriu la semnalul real al regimului saturat (curba *b*).

Curenții și tensiunile în amplificatorul final și servomotor, au în punctul de ieșire din saturație a preamplificatorului aceleași valori și cu aceeași tendință de variație în timp.

Pentru aflarea treptelor semnalului echivalent (curba *a*), se iau intervale de timp suficient de mici pentru care porțiunile succesive ale curbei *b* și prima porțiune din curba *e*, redusă la o anumită scară, pot fi suprapuse. Raportul de reducere al curbei *e* dă mărimea semnalului în treaptă, corespunzător segmentului considerat din curba *b*. Pentru acest semnal de intrare, se reproduce la scară *e* și se adaugă după ordonate la curba procesului tranzitoriu provocată de semnalele în treaptă anterioare. Semnalele la intrare pot fi pozitive sau negative. În ultimul caz, segmentele curbei *e*, reprodusă la scară, se scad.

Construcția grafoanalitică este cu atît mai precisă, cu cît prin primele porțiuni ale răspunsurilor la semnalele echivalente se reproduce mai corect curba procesului tranzitoriu.

La punctul de discontinuitate (de frîngere a caracteristicii), în acest caz la ieșirea din saturație, trebuie să se mai aplice ca semnal de intrare numai diferența între semnalul real aplicat în originea de timp și suma semnalelor echivalente aplicate pînă în acel moment. Pe această cale se obține curba *c* (fig. 13). Se observă că între curba *d* reprodusă după oscilograma din figura 14 (în fig. 14 curba *a* reprezintă semnalul de intrare luat între



a

Fig. 14. — Oscilograma procesului tranzitoriu total.

fazele statorice ale lui S_1) și curba *c* rezultată din calcul, există o potrivire foarte bună. Depășirea foarte redusă ce se observă la curba calculată nu se regăsește la cea oscilografiată. Aceasta se explică prin faptul că amplificatorul final are o zonă moartă și există un cuplu rezistent de frecări în

angrenaj, care împiedică depăşirea şi produc frîngerea care se observă la curba oscilografiată. Depăşirea teoretică este de $8^0/_{00}$.

Comparaţie între rezultatele teoretice şi cele experimentale. S-a urmărit paralelismul între funcţiunile de timp ale unghiului de ieşire calculate şi cele obţinute experimental pentru mai multe situaţii.

În lipsa capacităţii C_1, s-a urmărit efectul variaţiei parametrilor liberi k_{pr} şi $\varkappa_v$ k_r. În această situaţie, există o analogie satisfăcătoare între calcule şi realitate, dacă se cons deră factorul general de amplificare de aproximativ 1,7 la 1,9 ori mai mare. Acest lucru se explică prin aceea că în fapt

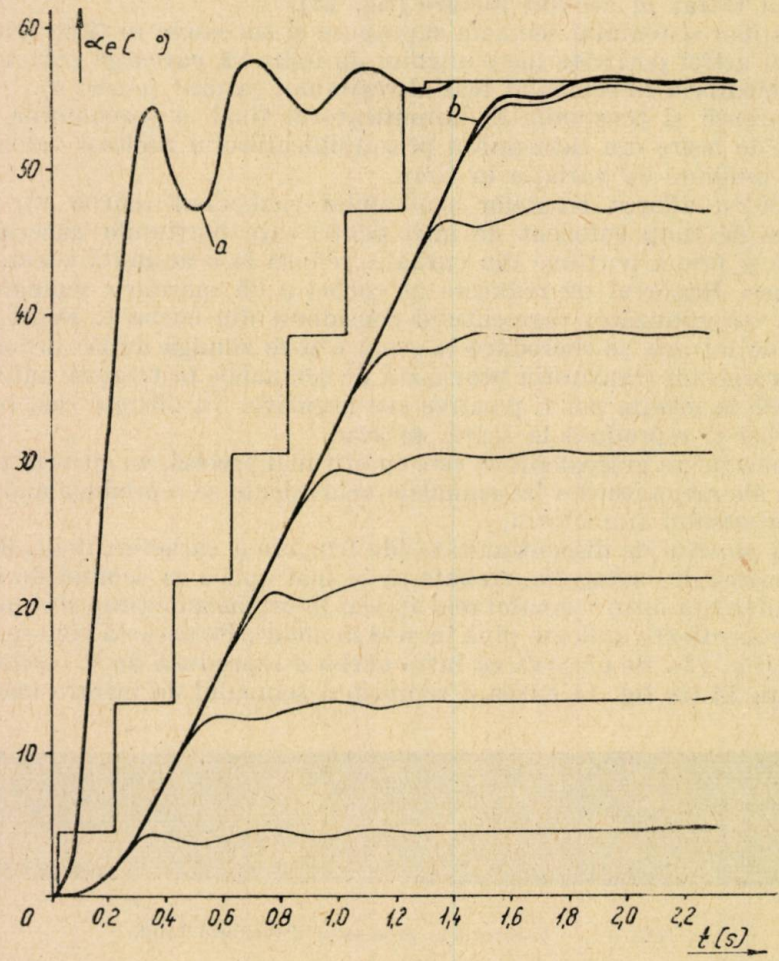


Fig. 15. — Răspunsul tranzitoriu treaptă sacadat.

regimul liniar nesaturat se întîlneşte fizic numai la ieşirea din saturaţie, unde servomotorului i se aplică tensiuni scăzute şi k_v are valori mai mari decît cea admisă în calcule. Astfel pentru $k_{pr} = 1{,}6$, servomecanismul

prezintă oscilații întreținute corespunzătoare intrării și ieșirii ciclice din saturație. În figura 11 se observă că, după configurația rădăcinilor, la $K = 30\,000$ ar corespunde instabilitate. Fizic instabilitatea nu se produce din cauza pragurilor de saturație. Variația parametrului $\varkappa_v k_r$ spre valori mai mici sau mai mari decît limitele considerate nu îmbunătățește situația.

Pentru k_{pr} mai mic se regăsește situația $K = 8\,600$ pentru $k_r \varkappa_v = 0{,}078$. Configurația rădăcinilor și răspunsul treaptă (fig. 15, curba *a*) arată oscilații puternice. Procesul tranzitoriu total a fost construit conform figurii 15, curba *b*). Forma aceasta de apropiere sacadată de poziția finală a fost constatată experimental. Analogia între calcul și experiență confirmă justețea și utilitatea metodei semnalului echivalent. La micșorarea și mai mare a valorii lui k_{pr} se obține un răspuns aperiodic.

La introducerea și variația lui C_1 între valorile $T_1 = 0{,}07\ s$ pînă la $T_1 = 0{,}115\ s$ se constată analogia între calcule și experiențe fără modificarea valorii lui k_v admisă în calcule. Acest lucru se explică prin aceea că variația lui k_v de la simplu la dublu nu aduce practic vre-o modificare a rădăcinilor importante (fig. 12). Creșterea mai departe a lui T_1 readuce un răspuns mai încetinit.

În concluzie se constată o potrivire bună între calculele întreprinse și rezultatele experimentale, ținînd seama că de fapt elementele servomecanismului prezintă fenomene secundare neliniare ca timpul mort al amplificatoarelor magnetice, zona moartă a caracteristicii amplificatorului final, caracteristicile neliniare ale servomotorului etc.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НЕЛИНЕЙНОЙ СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ

РЕЗЮМЕ

В работе изучается магнитная следящая система относительно большой мощности (200 вт) с характеристиками, соответствующими обыкновенному дистанционному приводу.

Система состоит из двухфазного двигателя, питаемого двухкаскадным магнитным усилителем, позиционного датчика с сельсинами, демодулятора с полупроводниковыми выпрямителями. Система имеет выраженную нелинейность, состоящую в том, что предварительный магнитный усилитель внезапно насыщается в течение переходного процесса и имеет характеристику управления, состоящую из двух сегментов прямой.

Динамическое поведение находится преимущественно под влиянием линейного режима с ненасыщенным предварительным усилителем. Анализ и выбор параметров сделан на основании метода „места корней", применяемого в многоконтурных регулирующих системах. Доказывается эффективность корректирующих устройств, принятых

при больших изменениях некоторых параметров в течение переходного процесса.

Общий переходный процесс нелинейной системы построен по графоаналитическому методу „эквивалентного сигнала", разработанному Д. Дамскером (первый из авторов настоящей статьи). В работе обосновывается целесообразность применения этого метода.

Все теоретические положения сопоставлены с экспериментальными результатами.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Принципиальная схема.
Рис. 2. — Характеристика управления предварительного усилителя с отрицательной обратной связью.
Рис. 3. — Осциллограмма переходной отзыва на сигнал „ступень" предварительного усилителя .
Рис. 4. — Характеристика управления конечного каскада.
Рис. 5. — Осциллограмма переходного отзыва конечного каскада на сигнал „ступень".
Рис. 6. — Характеристики „момент вращения — число оборотов" серводвигателя.
Рис. 7. — Осциллограмма переходного отзыва на сигнал „ступень" двухфазного серводвигателя.
Рис. 8. — Принципиальная схема предварительного усилителя.
Рис. 9. — Блочная схема системы в режиме с ненасыщенным предварительным усилителем.
Рис. 10. — Эквивалентная блочная схема системы с одним закрытым контуром.
Рис. 11. — Место корней для $T_1 = 0$.
Рис. 12. — Место корней для $T_1 = 0{,}09$ s.
Рис. 13. — Конструирование общего переходного процесса.
Рис. 14. — Осциллограмма полного переходного процесса.
Рис. 15. — Переходной ответ на сигнал „ступень" (прерывистый).

ANALYSE THÉORIQUE ET EXPÉRIMENTALE D'UN SERVO-MÉCANISME NON LINÉAIRE

RÉSUMÉ

Les auteurs étudient un servo-mécanisme suiveur, à puissance relativement grande (200 W), dont les performances correspondent à des commandes à distance ordinairement utilisées.

Le système comprend : un moteur diphasé alimenté par un amplificateur magnétique à deux étages, un traducteur de position à selsynes, un démodulateur à redresseurs avec semi-conducteurs. Le système possède une non-linéarité majeure, consistant en ce que le préamplificateur magnétique subit une saturation brusque pendant le processus transitoire, parce que la caractéristique de commande est constituée par deux segments de droite.

Le comportement dynamique est surtout influencé par le régime linéaire lorsque le préamplificateur n'est pas saturé. L'analyse et le choix des paramètres ont été fondés sur la méthode du «lieu géométrique de la racine» appliquée aux circuits multiples de réglage. Les auteurs démontrent l'efficacité des dispositifs de corrections adaptés aux grandes variations de certains paramètres pendant le processus transitoire.

Le processus transitoire total du système non linéaire a été construit selon la méthode grapho-analytique du «signal équivalent», appartenant au premier auteur. Le travail justifie l'opportunité de l'emploi de cette méthode.

Toutes les considérations théoriques ont été confrontées avec les résultats expérimentaux.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma de principe.
Fig. 2. — Caractéristique de commande du préamplificateur à réaction négative.
Fig. 3. — Oscillogramme de la réponse transitoire du préamplificateur au signal échelon.
Fig. 4. — Caractéristique de commande de l'étage final.
Fig. 5. — Oscillogramme de la réponse transitoire de l'étage final au signal échelon.
Fig. 6. — Caractéristiques couple-vitesse de rotation du servo-moteur.
Fig. 7. — Oscillogramme de la réponse transitoire du servomoteur diphasé au signal échelon.
Fig. 8. — Schéma de principe du préamplificateur.
Fig. 9. — Schéma d'ensemble du système en régime avec le préamplificateur non saturé.
Fig. 10. — Schéma d'ensemble, équivalent, du système, mais avec un seul circuit fermé.
Fig. 11. — Lieu géométrique de la racine pour $T_1 = 0$.
Fig. 12. — Lieu géométrique de la racine pour $T_1 = 0{,}09$ s.
Fig. 13. — Construction du processus transitoire total.
Fig. 14. — Oscillogramme du processus transitoire total.
Fig. 15. — Réponse transitoire saccadée.

BIBLIOGRAFIE

1. J. G. TRUXALL, *Automatic Feedback Control System Synthesis*. McGraw. Hill Book Company, New York, 1955.
2. C. J. SAVANT, *Basic Feedback Control System Design*. McGraw-Hill Book Companny New York, 1958.
3. D. DAMSKER, *Dezvoltarea metodei frecvențelor la unele sisteme neliniare*. Comunicare la consfătuirea a II-a de automatizare din R.P.R. (iunie 1957), publicată în *Probleme de automatizare*. Ed. Acad. R.P.R., 1960.
4. D. DAMSKER și G. WEINRICH, *Servomecanism de poziție experimental*. Comunicare la ses. științifică I.P.B., octombrie 1957.

NOTĂ CU PRIVIRE LA ARTICOLUL

Beitrag zur Frage der örtlichen Blitzgefährdung in Freileitungsnetzen im Hinblick auf die Beschaffenheit des Untergrundes. (Contribuţie la problema periclitării prin trăznet a reţelelor aeriene din cauza naturii subsolului)

(G. Lehmann, Elektrik, 13 (1959), 10, 394—400, 10 fig., 10 ref.)

CZ 621.316.13 : 551.594.221

Periclitarea prin trăznet fiind echivalentă cu probabilitatea ca un anumit obiect să fie lovit de trăznet de mai multe ori, ea nu se poate aprecia decît prin observaţii minuţioase ale tuturor loviturilor de trăznet din jurul acelui obiect într-un interval dat de timp. Cifrele specifice de defectare a liniilor aeriene se dau pe 100 km, şi se referă de obicei la toate defectele nu numai la cele datorite trăznetului. Din această cauză, măsurătorilor cu beţişoare magnetice şi statisticelor de defecte înregistrate de serviciile de exploatare a reţelelor le revine un rol important. În exploatare s-a constatat de multe ori o acumulare a defectelor pe porţiuni relativ scurte ale liniilor, denumite „cuiburi de trăznete". Autorul prezintă statistici pe ultimii 30 ani din reţeaua de 110 kV a Saxoniei, din care rezultă evident concentrarea periclitării pe anumite porţiuni pe care se constată de 10—15 ori mai multe lovituri decît pe alte porţiuni, neexpuse. Deoarece în 90% din cazuri defectele erau conturnări inverse de la stîlp la conductorul sub tensiune, ca măsură de îmbunătăţire s-a trecut imediat la scăderea rezistenţei la pămînt a stîlpilor din porţiunile periclitate. Pe porţiunile pe care s-au montat beţişoare magnetice s-au stabilit chiar stîlpii care erau mult mai periclitaţi decît alţii. O cercetare a subsolului pe care au fost instalaţi stîlpii a relevat că punerea la pămînt în imediata apropiere a stîlpului nu este eficace, rezistenţa de trecere fiind mare. O analiză geologică a unor regiuni cu porţiuni de linii periclitate a arătat că ele se află pe terenuri stîncoase, nisipoase sau cu aluviuni. Pericolul este şi mai mare dacă stîlpii stau pe teren neomogen, deasupra unor filoane de apă, sau de roci metalifere, în fine, dacă în apropierea imediată a stîlpilor se află spărturi şi fisuri adînci (în zona limită). Experienţe de laborator pe modele la scară redusă şi cu nisip uscat sau umed au arătat într-adevăr că descărcarea este mult mai frecventă în porţiunile cu nisip umed. La rezultate similare s-a ajuns în urma unor experienţe în aer liber.

Ca măsuri de îmbunătăţire a punerilor la pămînt apare în teren neomogen şi uscat, necesitatea de a stabili o legătură de mică rezistenţă la porţiuni cu o mai bună conductivitate, sau direct cu pînza de apă subterană. În lipsa acestora se propune pozarea unui conductor

de pămînt îngropat în lungul liniei. Este deci foarte important de a se examina amănunţit terenul înainte de proiectarea şi montarea liniei.

Această contribuţie, care reprezintă un extras dintr-o comunicare a autorului la a cincea conferinţă internaţională de protecţie împotriva trăznetului, ţinută în iunie 1958 la Viena, ilustrează cît se poate de bine dificultăţile de a sistematiza observaţiile asupra efectelor trăznetului şi a propune măsuri adecvate de protecţie. Cu toate că la analiza datelor nu s-au aplicat metodele statisticii matematice, care permiteau, probabil, o extindere a concluziilor trase, totuşi din indicaţiile asupra dispersiunii mari a datelor observate a reieşit clar că o durată de cîţiva ani de observaţii şi înregistrări încă nu poate da nici măcar puncte de plecare pentru descoperirea relaţiilor complicate care intervin. Abia după o prelungire timp de 30 de ani a înregistrării şi studiul amănunţit a datelor se pot distinge anumite corelaţii, iar după determinarea lor cercetarea mai necesită o prelungire.

Din diagramele statistice şi releveurile geologice ale unor porţiuni periclitate de linii reiese minuţiozitatea cu care au fost urmărite cercetările. Mai este de remarcat rolul important pe care-l are cercetarea ştiinţifică de laborator pe modele la scară redusă şi în condiţii mult simplificate, pentru confirmarea unor ipoteze ce reies din analiza datelor statistice, şi a materialului grafic.

Cea mai arzătoare problemă practică pare însă a fi realizarea unor puneri la pămînt de rezistenţă redusă în terenuri muntoase şi uscate. Se cere ca proiectantul să fie secundat în astfel de cazuri de un geolog, bun cunoscător al structurii şi tectonicii subsolului, dar mai ales al distribuţiei pînzei apelor subterane. Cu toate că asupra acestor teme lucrarea nu insistă, ea totuşi se poate considera ca o contribuţie serioasă la problema descoperirii efectelor dăunătoare ale trăznetului asupra liniilor şi instalaţiilor electrice de înaltă tensiune montate în aer liber.

A. Avramescu

membru corespondent al Academiei R.P.R.

DIN ACTIVITATEA DE CERCETARE A INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ ÎN ANUL 1959

În anul 1959, s-au continuat cercetările institutului în problemele fundamentale începute în anii anteriori și de a căror rezolvare este strîns legată dezvoltarea economiei noastre naționale, ca de exemplu : arderea ligniților, utilizarea energetică a gazelor naturale, fabricarea cocsului metalurgic, reducerea conținutului de steril din ligniți, sistemele de reglare automată, structura sistemelor electroenergetice, stabilirea resurselor energetice ale Republicii Populare Romîne. S-au introdus, sau s-a acordat o pondere mai mare unor probleme de o importanță asemănătoare, care nu putuseră fi atacate anterior de institut, ca de exemplu : probleme de energetică nucleară și funcționare a centralelor atomo-electrice, bilanțul energetic național, acționări electrice în industrie, arderea combustibililor lichizi și gazoși. S-a trecut la verificarea, pe scară industrială sau semiindustrială, a unor soluții elaborate de institut, în anii trecuți, ca de exemplu : omologarea cazanului I. E. Vuia de 1 t/h, experimentarea cazanului cu împingere răsturnată și a morii ventilator, sau experimentarea metodelor de reducere a consumului specific de benzină auto. S-a acordat o deosebită atenție asistenței tehnice, pentru întreprinderi, în probleme ca : protecția contra trăznetului a rezervoarelor de produse petroliere, sau cazanul Vuia de 3 t/h abur etc.

Cercetătorii institutului au rezolvat și unele teme supraplan, din proprie inițiativă, cum sînt : contribuții teoretice, privind „mărimile de stare ale cîmpului electromagnetic", sau „raționalizarea în electromagnetism", „calculele termice necesare aplicării arderii cu recirculație la cuptoarele uzinei E. Thälmann", „Comportarea în regim permanent a contactului broșă de 1 000 A pentru celulele prefabricate de 6 kV".

Pe baza cercetărilor efectuate, au fost întocmite articole de specialitate publicate în patru numere ale revistei „Studii și cercetări de energetică" și două numere ale revistei „Revue d'Electrotechnique et d'Energetique", precum și în cîte un număr al revistelor ASIT : „Electrotehnica" și „Energetica" apărute cu prilejul aniversării a 10 ani de la înființarea institutului. Alte 13 articole au fost publicate în reviste de specialitate din străinătate.

În secția de Termoenergetică în domeniul arderii ligniților, cercetările s-au îndreptat în trei direcții principale ; în stabilirea punctelor caracteristice ale principalelor sorturi de ligniți romînești, precum și a vîscozității zgurilor respective, s-au obținut rezultate ce vor fi valorificate în viitoarele studii ale institutului privind focarele cu evacuare lichidă a zgurii, acest procedeu dovedindu-se aplicabil ligniților romînești. S-au efectuat și cercetări teoretice asupra aerodinamicii procesului de fluidizare. Institutul a fost solicitat de Comitetul Cărbunelui C.E.E. al Organizației Națiunilor Unite să trimită o informație privitoare la instalația sa experi-

mentală și asupra rezultatelor obținute. În continuarea cercetărilor din anul 1958, cercetările experimentale ale grătarului cu împingere răsturnată și ale morii ventilator, au putut fi numai parțial efectuate din cauza întîrzierii efectuării instalațiilor de beneficiari; totuși, concluzia care s-a desprins este că cele două instalații sînt satisfăcătoare.

Remarcăm și încheierea cu succes a fazei pilot în problema fabricării cocsului metalurgic din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți, care a dus la recomandarea unei metode care permite să fie folosiți ca materie primă toți cărbunii de Valea Jiului.

Combustibilii lichizi au intrat relativ de curînd printre obiectivele institutului; în problema arderii combustibililor lichizi în turbomotoare, colectivul a reușit să elaboreze o metodă de fabricare a unui combustibil bazată pe selecționarea țițeiurilor.

În domeniul arderii în mașini termice, au fost adîncite cercetările din anii trecuți, care duseseră la elaborarea unei metode permițînd folosirea unei benzine de cifră octanică redusă cum și la micșorarea consumului specific de carburanți; metoda a fost verificată în 1959 cu bune rezultate, pe un parc de autocamioane. În același timp, s-a bținut o reducere mai simțitoare a consumului specific de combustibil, respectiv cu 50—60 g pe cal putere și oră, față de condițiile de exploatare existente cu motorul nemodificat. În privința influenței caracteristicilor combustibilului în motoarele cu piston și a îmbunătățirii motoarelor Diesel staționare și de transport feroviar, s-au obținut rezultate importante, cu largi perspective de aplicare în practică; s-a reliefat ideea stabilirii unei legi noi pentru reglajul avansului la aprindere și s-a studiat efectul reținerii de gaze arse în cilindrul motorului, înlăturînd detonația la funcționarea cu benzină de cifră octanică 60 în cazul motoarelor cu aprindere prin scînteie; s-a cercetat natura polistadială a procesului de întîrziere la aprindere, s-au identificat două perioade de inducție în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare.

Omologarea cazanului I. E. Vuia de 1 t/h construit pe baza cercetărilor și proiectelor executate de institut, a constituit confirmarea contribuției institutului la valorificarea ideilor lui Traian Vuia. S-a reușit să se adapteze cazanul atît la arderea de gaze cît și a combustibilului lichid (de calorifer). S-a studiat și proiectat, în afara prevederilor de plan și o instalație de filtrare a apei de alimentare a cazanului, folosind cărbune natural de Căpeni ca schimbător de ioni.

Secția de Electroenergetică, în domeniul funcționării sistemelor electroenergetice a atacat următoarele teme: definirea unor noțiuni ce caracterizează din punctul de vedere funcțional sistemele interconectate, cercetări experimentale pe un model privind caracteristicile funcționale ale sistemului electroenergetic, stabilirea unor indici caracteristici raportați la un nod, pentru diferite regimuri de funcționare, cum și soluționarea problemei generale a curenților ce apar la regimurile electromagnetice succesive ale unei mașini sincrone interconectate.

Rezultatele obținute în tema: „Studiul reglajului de frecvență în sistemul electroenergetic al R.P.R.", constituie primele recomandări în legătură cu reglajul frecvenței elaborate de institut pe baza analizei teoretice și practice a structurii sistemului și a parametrilor acestuia.

Analizîndu-se posibilitățile de ridicare a tensiunii nominale a liniilor de 10—35 kV, nivelul de izolație și comportarea liniilor la supratensiuni interne și atmosferice, s-au făcut cercetări experimentale privind tensiunea de conturnare a izolatoarelor de linie și s-au tras concluzii concrete privind trecerea liniilor de 10—35 kV la tensiuni superioare. Pe linie de asistență tehnică, s-au elaborat și două studii solicitate de Ministerul Industriei Petrolului și Chimiei, privind domeniul de utilizare al conductorilor de protecție și protecția contra trăznetului a rezervoarelor de produse petroliere.

Cu interes au fost primite lucrările privitoare la sistemele de excitație a mașinii sincrone și la regimurile de funcționare în regim asincron a acesteia.

În problema reglării automate în sistemele electroenergetice, s-au continuat cercetările teoretice duse în anii trecuți asupra sistemelor neliniare de reglare automată, cu aplicare la dinamica reactoarelor nucleare și s-au studiat posibilitățile de utilizare a mașinii de calcul analogic, proiectată și executată în institut, la rezolvarea diferitelor aspecte ridicate de studiul sistemelor și rețelelor electroenergetice.

Secția de energetică generală a continuat, în colaborare cu alte unități, stabilirea resurselor termo- și hidroenergetice ale țării, aducînd-o pînă aproape de faza finală. Lucrarea va constitui o bază pe care se vor putea dezvolta cercetările în domeniul energeticii și elabora pe baze științifice politica energetică a țării. Încă din anul 1959, îndeosebi atlasul resurselor hidroenergetice, a început să fie larg folosit de instituții ca I.S.P.E., C.S.A. etc. S-a atacat problema elaborării metodologiei pentru întocmirea balanței energetice complexe, aplicată la o perioadă trecută, cum și problema predeterminării balanței pentru o perioadă viitoare. În cadrul stabilirii dinamicii consumurilor de energie în R.P.R. pe ramuri industriale, s-au efectuat lucrări cum sînt: „Contribuție la determinarea echivalenței și eficacității economice a agregatelor tehnologice energo-intensive în industria extractivă", „Studiu comparativ între tracțiunea cu abur, Diesel și electrică", sau „Studiu asupra dinamicii consumului de energie pentru foraj și extracție în industria petrolului"; s-a stabilit un studiu de sinteză privind dinamica pentru predeterminarea consumului de energie prin metode globale și metode analitice; metodele preconizate au și fost folosite de către organele de stat interesate.

În cadrul relațiilor cu străinătatea, amintim schimbul de material informativ și de lucrări cu Institutul Tehnic al Academiei Bulgare de Științe, în cadrul temei „Metodologia inventarierii potențialului hidroenergetic economic amenajabil"; cu Institutul pentru Electrotehnică din R.S.C. privind tema „Cercetări asupra supratensiunilor în rețelele de distribuție", cu I.G.I. (Institutul de combustibili fosili al Academiei de Științe din U.R.S.S.) în cadrul temei: „Studierea proprietăților tehnologice ale cărbunilor romînești în scopul obținerii cocsului metalurgic"; s-a trimis în R.P.B. un material privind rezultatele obținute în arderea ligniților; sînt în curs de trimitere rezultatele cercetărilor asupra utilizării energetice a presiunii gazelor naturale în R.P. Chineză, iar cele din problema cazanului Vuia în R.P. Ungară. S-au publicat și numeroase articole în revistele de specialitate străine, privind rezultatele cercetărilor institutului. Schimbul cu publicațiile institutului s-a extins primindu-se în prezent publicații de la aproximativ 225 instituții din străinătate.

Remus Răduleț

membru corespondent al Academiei R.P.R.,
directorul Institutului de energetică

SESIUNEA DE COMUNICĂRI A INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ AL ACADEMIEI R.P.R.

31 martie — 2 aprilie 1960

Comunicările prezentate la această sesiune concretizează rezultatele cercetărilor efectuate în institut în anul 1959. Scopul sesiunii a fost să se expună soluțiile date diferitelor probleme și să se discute aceste soluții pe o scară largă cu beneficiarii și reprezentanții departamentelor și întreprinderilor industriale.

Şedinţele de comunicări s-au împărţit pe diferitele secţii de specialitate ale institutului: energetică generală, electroenergetică, termoenergetică şi combustibili.

Comunicările secţiei energetică generală s-au referit la bilanţurile energetice naţionale sau pe întreprinderi mari, cît şi la analiza regimului de sarcini.

1. Th. Miclescu, Cs. Nagy, S. Manea şi Al. Pap — *Consideraţii asupra întocmirii bilanţului energetic naţional pentru o perioadă din trecut.*

Pe baza datelor statistice disponibile pe o perioadă din trecut s-a reconstituit întregul bilanţ energetic naţional evidenţiindu-se structura şi particularităţile caracteristice ţării noastre Studiul are o mare utilitate pentru aprecierea bilanţului în anii ce urmează.

2. I. Iordache şi V. Dinu — *Metodica întocmirii bilanţului energetic la Combinatul Siderurgic Hunedoara.* Lucrarea a evidenţiat posibilităţi multiple pentru îmbunătăţirea gospodăririi energetice şi pentru reducerea considerabilă a pierderilor de energie.

3. Th. Miclescu — *Consideraţii asupra bilanţului energetic de perspectivă.*

La baza consideraţiilor stă lanţul energetic, adică succesiunea instalaţiilor şi operaţiilor de preparare, transformare şi transport între sursele şi consumatorii ultimi de energie, lanţ caracterizat prin cheltuielile şi investiţiile specifice. Soluţiile optime se obţin prin minimalizarea acestor mărimi pe întregul bilanţ.

4. A. Dumitrescu, M. Elefterescu şi Şt. Kovács — *Comparaţia energoeconomică între furnalul înalt şi furnalul electric* — care dezbate o temă importantă pentru siderurgia şi electroenergetica noastră, contribuind la clarificarea condiţiilor economice, în care un furnal electric ar putea să lucreze la noi în ţară. Aceste condiţii se referă la preţul de revenire a energiei electrice.

5. M. Petcu — *Descrierea regimului sarcinii pentru un sistem electroenergetic* — în care se propune un număr restrîns de parametri statistici fundamentali, ca media sarcinilor anuale crescătoare, variaţia standard a sarcinii, abaterea de la medie etc., necesari şi suficienţi pentru a caracteriza regimul de sarcină a unor mari sisteme electroenergetice.

Faţă de unele întrebări, autorul susţine că toate curbele de puteri ordonate şi condiţiile de exploatare rezultă din acei parametri.

De către Secţia electrio-energetică s-au prezentat următoarele comunicări:

6. E. Arie, S. Ionescu, P. Nicolae şi M. Pomîrleanu — *Studiul cu ajutorul unui model dinamic al unei legături slabe de interconexiune între două sisteme în regimuri statice şi dinamice.* Pe un model de reţea s-au verificat regimurile de stabilitate statică şi dinamică, găsindu-se o bună concordanţă ca metoda grafoanalitică. P. Dimo. Lucrarea contribuie la simplificarea metodelor de apreciere a stabilităţii şi poate fi utilă mai ales pentru stabilitatea dinamică.

7. F. Manea — *Regimuri tranzitorii succesive ale maşinii sincrone.* Autorul deduce ecuaţii operaţionale ale regimurilor tranzitorii în orice condiţii iniţiale, calculînd un exemplu de scurt circuit declanşat cu RAR şi cu forţarea excitaţiei. Discuţiile au scos în evidenţă importanţa şi originalitatea lucrării.

8. E. Arie, M. Popov şi M. Racoviţă — *Generator echivalent în calculul stabilităţii dinamice.* Autorii dau o metodă de determinare a parametrilor unui generator echivalent, care permite studiul stabilităţii dinamice. Cu maşina analogică s-a calculat o abacă, permiţînd deducerea acestor parametri din date experimentale.

9. G. Drăgan şi B. Popa — *Încercarea electrică a izolatoarelor de fabricaţie românească pentru linii electrice de medie tensiune.* Autorii au stabilit o metodică pentru încercarea nivelului de izolaţie şi au aplicat-o experimental izolatoarelor de fabricaţie românească cu tensiuni pînă la 35 kV. Pe baza rezultatelor experimentale, privind comportarea la tensiuni de impuls, s-au făcut propuneri de îmbunătăţire a calităţii izolatoarelor.

10. G. Drăgan şi B. Popa — *Ridicarea tensiunii nominale a liniilor electrice de 10 ... 35 kV.* Se analizează mijloacele de mărire a capacităţii de transport şi pe baza caracteristicilor acum

cunoscute ale izolatoarelor și a coronamentelor se fac propuneri concrete pentru ridicarea tensiunii unor linii de medie tensiune din R.P.R.

11. S. Ionescu, P. Nicolae și M. Pomîrleanu — *Studiu asupra posibilității de introducere a reglajului automat al frecvenței în sistemul R.P.R.*. Autorii fac propuneri privind oportunitatea introducerii reglajului automat de frecvență, indicînd benzile de reglaj și schemele de reglaj necesare.

12. C. Bălă — *Calculul pierderilor în rotorul turbogeneratorului la funcționarea în sincron.* Se deduc pierderile în dinții și în corpul rotorului, făcîndu-se propuneri pentru crestarea uniformă a rotorului și realizarea unor mașini sincrone ca reactanțe sincrone relative egale cu 2. În discuții s-au analizat particularitățile metodei.

13. M. Marinescu — *Efecte capacitive în sisteme cu inductanță periodic variabilă.* Se deduc condițiile pentru variația defazării curentului și tensiunii în circuite cu inductanță periodic variabilă, alimentate în curent ondulat. Defazarea se poate regla larg prin faza tensiunii aplicate față de cea a inductanței.

14. V. M. Popov — *Forma analitică a criteriilor de stabilitate pentru sistemele automate neliniare, obținute prin metode funcționale.* Se prezintă un criteriu grafic pentru aprecierea stabilității sistemelor de reglare cu elemente neliniare. Criteriile cunoscute pînă acum apar drept cazuri particulare ale acestui criteriu mai general.

De către secția de termoenergetică și combustibili s-au prezentat următoarele comunicări:

15. I. Blum și I. Nistor — *Cercetări asupra stabilirii unei tehnologii adecvate producției de cocs metalurgic din cărbunii neaglutinanți* — prezintă aspectele teoretice și cercetările experimentale care au dus la elaborarea unei metode de producere a cocsului metalurgic din cărbuni neaglutinați; problema deosebit de actuală pentru țara noastră, a prezentat un interes vădit pentru auditori, care au subliniat importanța lucrării.

16. M. Năstase — *Contribuție la studiul experimental al întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu aprindere prin comprimare.* Lucrarea prezintă cercetările întreprinse în cadrul institutului, destinate să scoată în relief factorii care determină întîrzierea la autoaprindere și modul lor de variație în funcție de regimul motorului.

17. C. Aramă, Vasiliu Chiriac și I. Ștefan — *Reducerea consumului specific de combustibil prin supracomprimare și modificarea avansului la aprindere.* Legată strîns de practică, lucrarea a suscitat interesul specialiștilor, Ministerul Transporturilor și Telecomunicațiilor fiind interesat în aplicarea rezultatelor obținute.

18. A. C. Vasilescu și L. Teodorescu — *Determinări ale vitezei de degajare a căldurii în motorul cu aprindere prin scînteie.* Se scoate în relief, printr-o prezentare științifică adecvată, modul în care trebuie determinată legea degajării căldurii în motorul cu aprindere prin scînteie și rezultatele obținute.

19. N. Antonescu — *Regimurile de funcționare ale focarelor cu combustibili lichizi și gazoși.* Prin analiza relațiilor de calcul, autorul deduce o expresie analitică a variației entalpiei gazelor de ardere cu temperatura, funcție de puterea calorifică a combustibilului. Aceasta îi permite trasarea unor nomograme, capabile să rezolve rapid diversele situații de calcul.

20. V. Pimsner și I. Cserveny — *Asupra unei metode de determinare a umidității gazelor.* Lucrarea analizează teoretic și experimental posibilitatea determinării umidității în două faze a unui gaz umed, cu aplicație imediată la determinarea umidității gazelor naturale.

21. V. Ghia — *Asupra generalizării relațiilor de calcul a economiei relative de combustibil ce se obține la cuptoare.* Pe baza analizei termodinamice a procesului, autorul determină o relație de calcul generalizată, din care, prin particularizarea datelor de bază, se pot obține diversele relații de calcul utilizate în literatura de specialitate.

22. V. Pimsner, A. C. Vasilescu și I. Cserveny — *Determinări experimentale asupra valorii coeficientului de pierdere a compresorului cu jet în camerele de amestec la presiune constantă.* Autorii scot în relief modalitatea teoretică și experimentală de determinare a coeficientului de pierdere la amestec, factorul cel mai important în procesele realizate în compresorul cu jet.

23. D. Grecov — *Determinarea repartiției temperaturilor de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare în centralele termoelectrice moderne cu supraîncălzire intermediară.* Studiul prezentat este deosebit de actual pentru centralele termoelectrice de parametri înalți, autorul reușind să stabilească o relație mai corectă pentru determinarea repartiției optime de preîncălzire a apei de alimentare. Pentru domeniile uzuale, relația obținută se reduce la expresiile cunoscute în literatura de specialitate.

În comparație cu anii precedenți se constată, în afara unui mai mare apel la verificarea experimentală a ipotezelor de calcul, că Institutul de energetică este din ce în ce mai legat de producție, fiind preocupat de rezolvarea problemelor de bază ale economiei naționale.

Generalizarea rezultatelor teoretice și experimentale, adîncirea aspectelor fundamentale ale problemelor studiate, constituie o caracteristică a majorității lucrărilor prezentate, marcînd astfel o continuă creștere a nivelului științific al cercetărilor institutului.

A. Avramescu
membru corespondent al Academiei R.P.R.
și *V. Pimsner*

DISCUTAREA PROBLEMELOR LEGATE DE METODICA CERCETĂRII ȘTIINȚIFICE

La inițiativa Comitetului sindical de secție, în Institutul de energetică a avut loc în luna martie 1960 discutarea unei serii de 6 referate, care au pus problemele principale ale metodicei cercetării științifice în institut. Referatele discutate au fost următoarele :

C. Bălă și A. C. Vasilescu : *Planificarea cercetării științifice și asigurarea bazei materiale necesară experimentării.*

În acest referat se pune problema planificării cercetării științifice pe de o parte ca una din măsurile caracteristice unei economii planificate și pe de altă parte ca mijloc de a asigura o dezvoltare continuă a cercetării științifice. Se arată necesitatea ca fiecare institut să aibă un plan de perspectivă elaborat de un for superior de coordonare a activității științifice ; în acest mod se elimină paralelismele dăunătoare și se pot întări în timp unitățile de cercetare. Planificarea nu trebuie privită numai în sensul stabilirii mersului cercetării, ci și în sensul stabilirii unor termene la care să se încheie fazele cercetării : studiul documentar critic cu precizarea direcțiilor de cercetare, tematica de experimentare cu ipotezele de lucru, temele pentru instalațiile experimentale, rezultatele parțiale și finale, memoriile și protocoalele elaborate etc. Ca deosebit de importantă apare justa planificare a bazei materiale deoarece realizarea în timp util și cu cheltuieli minime a bazei experimentale reprezintă un factor principal pentru reușita cercetării științifice.

În ansamblu autorii demonstrează că cercetarea științifică poate fi planificată, atît în ceea ce privește aspectele legate de rezolvarea unor probleme imediate cît și în ceea ce privește dezvoltarea în viitor a cercetării.

Fl. Westfried și C. Haiduc : *Observații asupra muncii de documentare în cadrul Institutului de energetică.*

În cadrul acestui referat se atacă o problemă de o deosebită importanță pentru munca de cercetare științifică : documentarea. Rezolvarea corectă în timp și cu minimum de cheltuieli a unei probleme depinde în bună măsură de seriozitatea cu care s-a efectuat faza de documentare.

Autorii arată etapele de realizare ale documentării : informarea generală, informarea specială, inspecție și asimilare critică, explicînd cum pe măsură ce se aprofundează o problemă cîmpul studiului se îngustează.

În finalul referatului se prezintă o serie de propuneri practice asupra modului în care ar trebui organizată munca de documentare în Institutul de energetică.

Cs. Nagy și M. Popov : *Rolul ipotezei în cercetarea științifică.*

Referatul prezentat arată rolul ipotezelor generale și al ipotezelor de lucru în dezvoltarea cercetării științifice. Se arată modul în care filozofia materialist — dialectică privește problema ipotezei și se indică în cadrul procesului cunoașterii rolul dialectic al ipotezei. O bună parte a referatului se ocupă cu legătura dintre ipoteză și teorie, arătînd condițiile pe care trebuie să le îndeplinească o teorie pentru a putea fi acceptată.

I. Blum și B. Bercovici : *Experimentul, element al cercetării științifice.*

În cadrul acestui referat se analizează poziția experimentului ca element al cunoașterii în cadrul cercetării științifice. Se prezintă pe larg în lumina teoriei marxist-leniniste problemele filozofice legate de experiment și importanța sa. Autorii, folosind cîteva exemple din viața institutului scot în relief momentele principale ale experimentului. În funcție de experiment s-a scos în relief necesitatea unei corecte interpretări a datelor obținute de la acesta, precum și obligativitatea cercetătorului de a obține maximum de precizie.

E. Arie și V. Pimsner : *Legătura dintre membrii unui colectiv de cercetare.*

Referatul prezentat ridică probleme multiple atît în ceea ce privește organizarea colectivelor, cît și în ceea ce privește raporturile dintre membrii colectivelor. Autorii prezintă legătura dintre sectoare (celula cercetării științifice) și secție (formă organizatorică de îndrumare). Se arată necesitatea constituirii unor colective complexe cuprinzînd membrii din sectoare diferite pentru a ataca cît mai complet problemele studiate. De asemenea se propune înființarea de brigăzi complexe care să poată da ajutor și consultații în industrie.

S. Faur și N. Pănoiu : *Rezultatele cercetărilor științifice și aplicarea lor în practică.*

Problema deosebit de importantă a legăturii cercetării științifice de la un Institut Academic cu practica, este dezbătută pe larg în acest referat. Autorii pornesc de la premisa că cercetarea științifică izvorăște din practică și servește nevoile acesteia. Cercetarea de la un institut al Academiei prezintă o foarte mare generalizare, însă nici un moment aceasta nu poate fi ruptă de practică. Etapele cercetării cuprinse în planurile existente, planul de cercetare și planul de aplicații, prezintă tocmai această succesiune care asigură aplicarea oricărei cercetări în practică.

Autorii s-au oprit în referatul lor și asupra problemei eficienții cercetării, analizînd ce înseamnă eficiența imediată și cea de perspectivă și cum trebuie privită problema economiilor într-un institut de cercetare.

Munca în colectiv este analizată pe larg atrăgîndu-se atenția asupra răspunderii șefului de colectiv în distribuirea sarcinilor și în controlul lor.

Toate referatele au cuprins și o serie de propuneri privitoare la îmbunătățirea muncii de cercetare în institut.

Referatele, care au fost în prealabil puse la dispoziția cercetătorilor, au stîrnit un deosebit interes ridicînd probleme și ducînd la un schimb de păreri în care s-au scos în evidență rezultatele pozitive obținute în diferitele sectoare de muncă din institut.

Colectivul institutului a selecționat materialul dezbătut și și-a însușit metodele cele mai eficiente.

Adrian Călin Vasilescu

CONSFĂTUIREA „UNELE ASPECTE ALE FOLOSIRII LIGNIȚILOR ÎN SCOPURI ENERGETICE"

Între 16 și 17 mai a.c. s-au desfășurat, în București, lucrările consfătuirii : „Unele aspecte ale folosirii ligniților în scopuri energetice", organizată de Institutul de Energetică al Academiei R.P.R. în colaborare cu Direcția Generală Minieră din cadrul Ministerului Industriei Grele.

În cuvîntul de deschidere, Acad. I. S. Gheorghiu a arătat că una din cele mai însemnate probleme ale economiei energetice din țara noastră constă în valorificarea rațională a resurselor de energie primară. După ce a subliniat că lucrările consfătuirii se încadrează în directivele de partid și de stat prin comunicările pe care le prezintă, Acad. I. S. Gheorghiu a deschis lucrările consfătuirii.

Luînd cuvîntul, tov. ing. E. Matyas, locțiitor al ministrului Industriei Grele, a prezentat comunicarea : „Dezvoltarea exploatării ligniților și problemele de valorificare rațională ridicate de aceștia". Cu această ocazie, s-a subliniat faptul că deși în rezervele de combustibili clasici lignitii reprezintă cca. 45%, în balanța de energie primară aceștia intervin doar cu o cotă de sub 10%. Introducerea ligniților la o gamă largă de consumatori se lovește de o serie de dificultăți create de conținutul mare de cenușe, de 45—60% (raportată la masa uscată), de conținutul relativ ridicat de umiditate de 25—40%, și, corespunzător, de o putere calorifică scăzută de 1600—2600 kcal/kg care uneori este redusă pînă la 1200 kcal/kg.

Paralel cu acestea, rezistența mare la măcinare, ca urmare a structurii xiloide și temperaturile foarte scăzute de înmuierea zgurii (900—1050°C) ridică aspecte specifice de utilizare în scopuri energetice făcînd astfel necesară cercetarea complexă a acestor probleme.

În această situație, problema folosirii raționale a ligniților reprezintă o problemă complexă de cercetare care va trebui atacată prin studii de ansamblu.

Pînă în prezent s-au efectuat cercetări susținute în cadrul Academiei R.P.R. și în cadrul Ministerului Industriei Grele ; pentru rezolvarea integrală și complexă însă, cercetările trebuie continuate și dezvoltate.

Lucrările consfătuirii s-au axat pe următoarele direcții principale :

— reducerea conținutului de steril ;

— înnobilarea ligniților prin deshidratare, brichetare, gazeificare ;

— arderea ligniților în stare brută.

În domeniul privind reducerea conținutului de steril au fost prezentate comunicările :

1. Aspecte științifice și tehnico-economice privind reducerea conținutului de steril din ligniți cu referire în special la metoda de spălare cu medii dense — I. Blum, Al. Bădărău, B. Bercovici.

În lucrare, se arată că 30% din producția de lignit este reprezentată de sortul granulometric 0—30 mm. Această fracție granulometrică, în continuă creștere, ca pondere, prin intro-

ducerea exploatării mecanizate, ridică cele mai dificile probleme consumatorilor întrucît are cele mai slabe caracteristici energetice (umiditate de 30—45% și cenușă de 30—50%). În vederea folosirii acestei fracțiuni granulometrice a lignitului (0—30 mm), în brichetare, gazeificare sub presiune sau la obținerea eventuală de cocs brichete oxidate, care să permită transportul la distanțe mari, autorii propun reducerea conținutului de steril prin spălare cu lichide dense. În lucrare, autorii propun aplicarea metodei sortărilor pe fiecare densitate în parte și a metodei de îmbibare prealabilă cu apă. În încheiere, lucrarea a prezentat rezultatele științifice obținute, la spălarea în medii dense de către Institutul de energetică între 1955 și 1960 toate sorturile granulometrice, perspectivele economice ale aplicării metodei de spălare precum și distanțele economice de transport ale ligniților epurați.

2. Reducerea conținutului de steril la lignitii de Rovinari și posibilități de aplicare industrială a metodei — D. Hrisanide, N. Herța, E. Olteanu, V. Voiculescu.

Autorii arată că pe baza lucrărilor prealabile ale Institutului de energetică al Academiei R.P.R. în vederea obținerii unui lignit brichetabil în vederea folosirii în scopuri de consum menajer s-a folosit următorul flux tehnologic cu rezultate bune :

a. Elutrierea în ciururi rotative, sub apă, la presiunea de 3 atm. a cărbunilor 0—70 mm, realizîndu-se astfel îndepărtarea argilei de pe granulele de cărbuni și mixte, dezasocierea granulelor de cărbuni și mixte de granule de steril și ciuruirea eficace la 10 mm.

b. Spălarea clasei 10—80 mm, în cuvă rotativă cu mediu dens de argilă și lichid, la densitatea 1,28 și spălarea clasei 3—10 mm în hidrocicloane cu apă, obținîndu-se lignit spălați cu 20% cenușă.

Realizările finale au fost : din 100% lignit 0—80 mm cu 52% cenușă și 42% umiditate s-a obținut 31,6% lignit spălat cu 20% cenușă și 68,4% deșeuri cu 66,8% cenușă, consumul de argilă și nisip fiind de 6,52 kg/t, iar consumul de apă clară 11 m^3/t.

În domeniul privind înnobilarea lignitilor au fost prezentate comunicările :

1. Înnobilarea cărbunilor inferiori prin aglomerare — I. Blum, F. Bolchi.

Lucrarea prezintă una dintre căile posibile de valorificare a cărbunilor bruni lemnoși și anume brichetarea.

Se trec în revistă direcțiile de cercetare și rezultatele mai importante obținute în ultimii ani, atît pentru brichetarea directă cît și pentru brichetarea cu liant avînd drept material lignitii cruzi, spălați sau semicarbonizați.

În cazul brichetării cu liant printr-un tratament specific, rezultatele fiind concludente obținîndu-se un combustibil satisfăcător, s-a pus la punct o metodă care poate asigura combustibilul corespunzător cerințelor energetice, pentru industrie și uz casnic, valorificîndu-se lignitul nostru, combustibil cu importante rezerve geologice.

2. Pregătirea lignitilor în vederea brichetării și brichetarea lignitilor de Căpeni, Rovinari și Sărmășag — D. Ionescu, V. Anghel, E. Savu.

Lucrarea prezintă atît pregătirea lignitilor în vederea brichetării lor, cît și diferitele procedee de brichetare cu lianți a lignitilor de Căpeni, Rovinari și Sărmășag.

Pregătirea lignitilor este studiată din punct de vedere al gradului de mărunțire și al procentului de umiditate și au la bază lucrările efectuate la catedra de combustibili din Institutul Politehnic București, la ICECHIM, ICEC, ICEMIN.

Cercetările efectuate au arătat că din lignitii romînești măcinați și uscați în strat fluidizat, se obțin brichete corespunzătoare din punct de vedere al rezistenței mecanice cît și al rezistenței la apă, cu liant topit și pulverizat sau cu liant emulsionat.

De asemenea, studiul mai prezintă un calcul tehnico-economic al fabricației de brichete de la Baraolt.

3. Deshidratarea ligniților din bazinele Cîmpulung, Filipeștii de Pădure, Voevozi și Rovinari — N. Hasnaș, D. Hrisenide, B. Racoviță.

Se descrie procedeul de deshidratare cu abur, sub presiune, adoptat pentru deshidratarea ligniților din R.P.R.; se prezintă instalațiile de deshidratare de la Cîmpulung, Filipeștii de Pădure și Voevozi, arătîndu-se caracteristicile utilajelor, indicii tehnico-economici și caracteristicile lignitului brut și ameliorat.

Prin deshidratare cu abur sub presiune, procentul de umiditate al lignitului se micșorează cu cca 50%, iar puterea calorifică inferioară a lignitului deshidratat crește cu cca 1300—1600 kcal/kg față de puterea calorifică a lignitului brut. Lignitul deshidratat se poate păstra fără pericol de exfoliere și constituie un bun combustibil casnic și industrial.

Experimentările făcute pentru deshidratarea lignitului de Rovinari au dovedit că și acest lignit se pretează la deshidratarea cu abur, sub presiune; prin deshidratare, puterea calorifică a lignitului de Rovinari crește de la 2200 la cca 3400 kcal/kg.

4. Valorificarea ligniților în vederea obținerii unui gaz combustibil — I. Blum, Fr. Bolchi, M. Mihail.

Gazeificarea reprezintă una dintre posibilitățile de valorificare rațională a cărbunilor bruni.

Pe baza cercetărilor efectuate în acest domeniu de către Institutul de energetică al Academiei R.P.R. s-au putut realiza, în țară, primele generatoare de gaz mixt, proiectate și construite de uzinele Mao Tze-dun, cu folosirea gazului la arderea directă în focare; agregatele funcționează, în condiții cu totul satisfăcătoare, în mai multe instalații tehnologice și energetice din țară.

Lucrarea prezintă de asemenea rezultatele cercetărilor pentru defenolarea apelor reziduale de la gazeificarea ligniților.

În continuare se discută procedeele noi de gazeificare a cărbunilor și eventuala lor aplicabilitate la ligniți.

În domeniul arderii ligniților în stare brută s-au prezentat comunicările:

1. Perspectivele dezvoltării metodelor de intensificarea arderii combustibililor — G. F. Knorre, Institutul Baumann, Moscova.

În lucrare se arată că, în energetica contemporană, tendința de bază, în domeniul dezvoltării agregatelor de cazane constă în mărirea considerabilă a capacității lor. Aceasta conduce la micșorarea substanțială a costului tonei de abur produs prin micșorarea pierderilor de căldură, simplificarea exploatării, reducerea personalului de deservire, utilizarea mecanizării și automatizării integrale a proceselor. Mărirea agregatelor se poate admite pînă la anumite limite, peste care cazanele devin adevărați giganți.

Crearea acestor agregate impune, din aceste motive, aplicarea intensificării proceselor de ardere și de schimb de căldură.

În aceste direcții se expun perspectivele aplicării introducerii în tehnică a focarelor ciclon cu evacuarea zgurii în stare lichidă.

Lucrarea prezintă, comparativ, rezultatele obținute în literatura de specialitate și în Institutele de cercetări din U.R.S.S. și perspectivele ce se deschid aplicării viitoare a intensificării proceselor de ardere, menționîndu-se, totodată, direcțiile de cercetare în domeniul schimbului de căldură prin radiație și convecție, în cadrul acestor agregate.

2. Valorificarea ligniților prin ardere pe grătar, în stare brută, la cazane de debite mici și mijlocii. Analiza posibilităților de aplicare industrială a tipului de grătar adecvat — N. Pănoiu, C. Cazacu, G. Singer, I. Carabogdan.

Analizîndu-se rezervele de combustibili clasici, dinamica producției și repartiției viitoare de combustibil, creșterea în perspectivă a consumului de energie primară urmează a fi pre-

luată de cărbunii inferiori. Se trec în revistă pe scurt principalele caracteristici ale ligniților din R.P.R., caracteristici ce-i deosebesc de combustibilii similari din țările vecine. Se face o clasificare a ligniților din punct de vedere termoenergetic pe baza unor criterii complexe. Pe baza cercetărilor complexe efectuate de către Institutul de energetică, începînd din anul 1954, se prezintă comparativ o serie de date care caracterizează comportarea la arderea ligniților pe diverse grătare. Concluziile trase pe baza acestor cercetări de către Institutul de energetică au dus la proiectarea și construirea unei instalații de ardere în strat pentru ligniții din R.P.R.

Instalația proiectată și executată de către Uzinele Mao Tze-dun, sub îndrumarea Institutului de energetică, este în funcțiune la Combinatul de prelucarea lemnului din Gălăuțaș. Se expun caracteristicile fncționale și se prezintă primele rezultate obținute pe această instalație care este în curs de experimentare.

3. Valorificarea ligniților prin ardere în stare pulverizată la cazane cu debite mijlocii și mari. Analizarea posibilităților de aplicare industrială a morii ventilator — I. Carabogdan, N. Pănoiu, G. Singer, C. Cazacu.

După ce se amintesc caracteristicile ligniților din R.P.R. din punct de vedere al măcinabilității se trec în revistă instalațiile de pregătirea prafului folosite în diferite țări, pentru cărbunii inferiori. Se prezintă comparativ funcționarea unei mori cu ciocane folosită în R.P.R. și a unei mori ventilator propusă de Institutul de energetică, construită de către Uzinele Mao-Tze-dun și pusă în funcțiune la CTE Schitu Golești.

Pe baza primelor rezultate obținute la încercarea cazanului I.P.R.O.M. de 20 t/h echipat cu mori ventilator, se trag concluzii asupra eficienței tehnico-economice a introducerii agregatului în schemele de prepararea prafului de lignit.

Se prezintă în încheere, perspectivele aplicării morii ventilator în tehnica preparării prafului la cazanele de debite mijlocii și mari.

4. Valorificarea mărunților de ligniți prin arderea în stare brută în strat fluidizat — C. Cazacu, N. Pănoiu, F. Westfried.

Se prezintă rezultatele obținute la valorificarea măruntului de lignit prin ardere în stare brută în strat fluidizat, pe instalația experimentală a Institutului de energetică.

Analizînd diferite aspecte specifice de tehnica fluidizării și a modului lor de aplicare în cazul arderii mărunților de cărbune, se discută pe larg rezultatele experimentale privind influența granulației combustibilului și a nivelului de alimentare, repartiția temperaturilor în focar, analizele de gaze arse, randamentul focarului și încărcările termice obținute.

Se dau indicații în ceea ce privește profilarea focarului.

Lucrările privind cercetarea arderii în stare fluidizată continuă în cadrul Institutului de energetică.

În cuvîntul de închidere, Acad. I. S. Gheorghiu — vicepreședinte al Academiei R.P.R., sintetizînd rezultatele cercetărilor, a arătat că, avînd în vedere importanța economică deosebită a acestei probleme pentru dezvoltarea în perspectivă, în fața cercetătorilor și specialiștilor din țara noastră stau două mari grupe de probleme :

— reducerea substanțială a prețului de cost a producției ligniților, astfel ca să se asigure ritmul necesar de scădere a costului unitar al energeiei primare pe întreaga economie națională ;

— stabilirea căilor de valorificare rațională a ligniților.

Consfătuirea a dezbătut diversele aspecte ale valorificării raționale a ligniților pe baza cercetărilor prezentate în comunicări.

După ce a trecut în revistă succesle obținute în această direcție, în concluzie, s-au arătat următoarele :

1. Complexitatea problemelor de valorificare rațională a resurselor energetice și ritmul accelerat al producției de lignit impun crearea unui organ central care să

îndrume și să coordoneze activitatea de cercetare și introducere în practică a cercetărilor.

Aceluiași organ îi revine sarcina de a stabili, în condițiile specifice ale țării noastre, direcțiile principale de cercetare în perspectivă a problemelor energetice, în conformitate cu cerințele economiei naționale.

2. Avînd în vedere directivele de partid și de stat, este necesar, ca pe baza unor studii tehnico-economice și pe baza rezultatelor obținute pînă în prezent, să se treacă la fixarea celor mai raționale scheme de folosire complexă a acestui combustibil.

3. Întrucît condițiile de calitate ale lignitului variază în limite largi, în țara noastră, în funcție de sorturi și bazine, este necesar să se întocmească studii concrete de folosire rațională a ligniților care să se axeze pe condițiile specifice ale fiecărui bazin carbonifer în parte, ținîndu-se seama de necesitatea valorificării complexe a resurselor energetice din diversele regiuni ale țării.

4. Se impune fixarea unui plan unic de cercetări, la care să colaboreze Academia R.P.R. și M.I.G. precum și C.S.P. în vederea asigurării ritmului introducerii acestui combustibil în economia națională în conformitate cu prevederile proiectului de directive al Congresului al III-lea al Partidului.

N. Pănoiu

RADU MĂRDĂRESCU, *Motoare de automobile şi tractoare*. Litografia Învăţămîntului, Or. Stalin 1959, **I**, 582 pag. şi 210 figuri; **II**, 552 pag. şi 243 figuri.

Lucrarea „Motoare de automobile şi tractoare" reprezintă cursul predat la Institutul politehnic de la Oraşul Stalin de tov. Prof. ing. R. Mărdărescu. Lucrarea litografiată înfăţişează cu siguranţă un volum de informaţii mult mai amplu decît cel predat la orele de curs şi prin aceasta constituie un material pentru completarea cunoştinţelor viitorilor ingineri.

Lucrarea cuprinde trei părţi organizate în două volume. Partea întîia a lucrării tratează în general teoria motoarelor cu ardere internă.

După o serie de noţiuni de termodinamică care se remarcă prin aceea că se introduce calculul ciclurilor, folosind călduri specifice variabile, prin intermediul diagramelor, se cercetează destul de aprofundat problema bilanţului energetic al motorului. După introducerea noţiunii de putere şi presiune medie, se studiază similitudinea motoarelor termice trăgîndu-se concluzii privitoare la posibilitatea de a perfecţiona tipurile existente de motoare. Un capitol mult dezvoltat, care reprezintă o contribuţie personală a autorului, este „invariantul caracteristic al motoarelor cu ardere internă", unde se stabileşte cu o foarte mare generalizare o relaţie pentru caracterizarea atît a datelor constructive şi de funcţionare ce pot fi exprimate numeric cît şi cele care depind implicit de soluţia constructivă adoptată. Se studiază gradul de umplere fără însă a se face o analiză mai completă a proceselor de schimbarea încărcăturii în cilindru. În continuare se tratează procesele reale : compresia, arderea în motorul cu aprindere prin scînteie, arderea detonantă (cu o teorie detaliată a undelor de şoc şi de detonaţie). Pe larg sînt trataţi combustibilii pentru motoare indicîndu-se legătura dintre calităţile lor fizice, constituţia lor chimică şi calitatea de a arde corect în motoare. Se studiază apoi arderea în motorul cu aprindere prin comprimare stabilindu-se în final legea de ardere în motorul cu aprindere prin comprimare. Pe larg sînt studiate diferitele tipuri de realizarea amestecului în motoarele cu aprindere prin comprimare, motoare cu injecţie directă, motoare cu cameră de acumulare, motoare cu anticameră şi motoare cu cameră de turbulenţă.

În partea a doua a lucrării se tratează organologia motoarelor de automobil şi de tractor.

Autorul începe cu expunerea cîtorva principii de maximă importanţă pentru proiectarea corectă a unui motor modern. Se studiază camerele de ardere ale motoarelor cu aprindere prin scînteie introducîndu-se aici şi noţiuni asupra deplasării frontului de flacără. Se studiază şi se prezintă modul de calcul pentru bloc, cilindri şi chiulasă. Se cercetează problemele ungerii şi uzura cilindrului. Autorul prezintă în continuare problema bujiei şi a distribuţiei (ca anexe ale capului de cilindru), insistînd atît asupra calculului secţiunilor de scurgere cît şi asupra construcţiei supapelor. O atenţie deosebită se dă profilării camelor. Se cercetează apoi pro-

blema motoarelor în doi timpi arătîndu-se atît principii de construcție cît și modul de calcul al spălării.

Se trece apoi la studiul cinematicei sistemului bielă-manivelă care se tratează atît analitic cît și grafic. Pe larg este analizată problema forțelor de inerție și forțele gazelor precum și problema echilibrajului. Se trece la studiul pistonului și al anexelor sale prezentîndu-se atît metoda de calcul cît și soluții constructive uzuale. Se studiază biela și arborele motor. La arbore se cercetează pe larg problema amplitudinilor de rezonanță și rezistența de formă a acestuia.

Se studiază amplu problema amortizorului de vibrații de torsiune cercetîndu-se și diferite forme constructive. Ungerea arborelui și a palierelor este tratată ca o problemă separată, de asemenea problema aliajelor antifricțiune. Mai concentrat este studiată răcirea motorului (atît cu lichid cît și cu aer) și filtrele de combustibil și de ulei. Un capitol detaliat tratează problema carburatoarelor și mai pe scurt a pompelor de injecție. Se prezintă în final mai sumar problema injecției de benzină.

În partea a treia a lucrării se tratează problemele legate de funcționarea și încercarea motoarelor.

Se studiază caracteristicile motorului cu aprindere prin scînteie și ale celui cu aprindere prin comprimare; teoria reglajului și a regulatoarelor este expusă pe larg. Foarte pe scurt este prezentată problema pornirii motoarelor.

Se prezintă în continuare frînele pentru încercarea motoarelor termice (frîne aerodinamice și hidraulice) inducîndu-se și calculul lor. Se arată modul de determinare la banc a caracteristicilor acestora.

Se cercetează apoi problema supraalimentării motorului, efectuîndu-se un studiu teoretic cît și prezentarea tipurilor de compresoare folosite.

Lucrarea se încheie cu un capitol privind dezvoltarea industriei de motoare de automobile și tractoare în R.P.R.

Lucrarea privită în ansamblu indică preferința autorului pentru problemele constructive: partea de organologie, calcul și construcție este mai dezvoltată față de partea teoretică. Introducerea capitolului de supraalimentare lîngă problemele de încercări, divizarea problemelor legate de ungere între capitolul care studiază cilindrul și capitolul care cercetează arborele nu ne pare soluția cea mai bună pentru organizarea materialului. De asemenea unii termeni folosiți (motor cu explozie etc.) nu corespund ultimelor standarde de nomenclatură.

Lăsînd la o parte aceste observații care cu siguranță că într-o lucrare de circulație mai largă ar fi remediate de autor, cuprinsul lucrării prezintă elemente deosebite ca: prezentarea experienței bogate a autorului în domeniul construcției de motoare (ex. motorul în doi timpi IAR-002), tratarea teoretică a problemelor schimbului de căldură, tratarea modernă a problemelor de disociație și introducerea diagramelor distribuției. În partea de prezentare a organelor autorul aduce date bogate privitoare la materialele folosite, prelucrarea și tratamentul lor. Lucrarea este bine ilustrată atît cu figuri principiale cît și cu desene reflectînd realizările industriei naționale de construcții de motoare.

În final trebuie menționate condițiile grafice mulțumitoare sub care se prezintă litografiată această lucrare.

Adrian Călin Vasilescu

Pentru a vă asigura o colecție completă și primirea la timp a revistei, reînnoiți abonamentul dvs. pentru anul 1961.

ABONAMENTELE SE FAC LA OFICIILE POȘTALE, AGENȚIILE POȘTALE, FACTORII POȘTALI ȘI DIFUZORII VOLUNTARI DIN ÎNTREPRINDERI ȘI INSTITUȚII.

MŰSZAKI KÖNYVTÁR 1883

LUCRĂRI APĂRUTE ÎN EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

ELECTROTEHNICĂ

I. S. GHEORGHIU, AL. FRANSUA, A. MORARU, **Determinarea forţelor axiale în transformatorii electronici de mare putere**, 160 p., 5,75 lei.
C. I. BUDEANU, **Sistemul practic general de mărimi şi unităţi**, 140 p., 8,70 lei.
MATEI MARINESCU, PAUL APOSTOL, **Difuzoare electrodinamice**, 200 p., 9 lei.
TUDOR TĂNĂSESCU, **Manual de tuburi şi circuite electronice**, 474 p. + 7 pl., 34 lei.
GH. CARTIANU, **Modulaţia de frecvenţă**, 451 p. + 5 pl., 31 lei.
C. I. PENESCU, **Automatica şi telemecanica sistemelor energetice**, vol. I, 787 p. + 15 pl., 52,50 lei ; vol. II, 374 p., 35,72 lei.
CEZAR PARTENI ANTONI, ION S. ANTONIU, **Comportarea maşinilor electrice la unda de şoc**, 201 p., 12,50 lei.
ION S. ANTONIU, **Chestiuni speciale de electrotehnică**, 730 p., 27,10 lei.
D. BUIMOVICI, **Studiul cîtorva proprietăţi ale ligniţilor din R.P.R. şi ale semicocsului lor**, 112 p., 3,90 lei.
IGNAT SAPHIER, **Recuperarea pierderilor de căldură în industrie**, 108 p., 4,80 lei.

METALURGIE

ELENA LĂBUŞCĂ, **Introducere în metalurgia pulberilor**, 289 p., 13,50 lei.

MECANICĂ APLICATĂ

E. CARAFOLI, **Aerodinamica vitezelor mari (fluide compresibile)**, 708 p. + 2 pl., 47 lei.
E. CARAFOLI, T. OROVEANU, **Mecanica fluidelor**, 2 volume : vol. I, 276 p., 7 lei ; vol. II, 412 p., 21,15 lei.
N. N. PATRAULEA, **Aerodinamica suprafeţelor permeabile**, 175 p., 16,25 lei.
N. TIPEI, **Hidro-aerodinamica lubrificaţiei**, 696 p., 37 lei.

Din

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

au apărut :

anul I, 1951, 4 n-re (2 n-re duble: nr. 1—5, 5 lei; nr. 3—4, 4 lei);
anul II, 1952 (6 lei);
anul III, 1953 (8 lei);
anul IV, 1954 (5 lei);
anul V, 1955, 4 n-re (2 n-re duble a 5 lei);
anul VI, 1956, 4 n re (nr. 1 — 2, dublu, 10 lei; nr. 3 şi 4 a 5 lei);
anul VII, 1957, 4 n-re (a 5 lei);
anul VIII, 1958, 4 n-re (a 6 lei);
anul IX, 1959, 4 n-re (a 7 lei);
anul X, 1960, primele 2 n-re (a 7 lei).

Numerele se pot comanda, direct sau prin poştă, prin

LIBRĂRIA ACADEMIEI R.P.R.
Bucureşti, Calea Victoriei nr. 27.

Numerele curente se găsesc de vînzare la orice librărici ştiinţifică din ţară.

Abonamentele se fac la oficiile poştale, prin factorii poştali şi difuzorii voluntari din Întreprinderi şi instituţii.

Pentru străinătate, cererile de numere izolate sau de abonamente se fac prin întreprinderea de stat pentru comerţ exterior „Cartimex" I.S.C.E., str. Aristide Briand nr. 14, sau Căsuţa poştală 134—135, Bucureşti.

I. P. 2, c. 2789

Lei 7.—

F 923

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

R1

REFERALVA

STUDII ŞI CERCETĂRI DE

ENERGETICĂ

4

ANUL X
1960

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

4

ANUL X

1960

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

COMITETUL DE REDACȚIE

Acad. I. S. GHEORGHIU; R. RĂDULEȚ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil*; A. AVRAMESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.; M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.; C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*; G. BĂRĂNESCU; I. BLUM; E. ARIE — *secretar științific*; C. BÎLĂ; V. PIMSNER; M. ROSENBERG.

STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

APARE DE 4 ORI PE AN

Redacția : BUCUREȘTI, Șos. Vitan nr. 236

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul X, nr. 4 1960

SUMAR

Pag.

ENERGETICĂ GENERALĂ

I. BLUM, H. GROZESCU şi M. ROSENBERG, Atlasul resurselor termoenergetice ale R.P.R. Geologia R.P.R. şi cărbunii 657
ADRIAN DUMITRESCU şi ALEXANDRU PAP, Contribuţii la stabilirea unei metode generale analitice pentru predeterminarea consumurilor de energie în industria extractivă a ţiţeiului 669
MIHAI PETCU, Prognoza regimului sarcinii sistemelor electroenergetice . . . 697

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

N. ANTONESCU, Determinarea temperaturii focarelor cu combustibili lichizi sau gazoşi în diferite condiţii de funcţionare 709
N. ANTONESCU şi colaboratori, Calculul caracteristicii de inerţie necesară cazanelor industriale 727
M. NĂSTASE, Contribuţii la studiul experimental al întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu aprindere prin comprimare. Influenţa turaţiei motorului şi a cantităţii de gaze arse din camera de ardere în condiţiile motoarelor cu camere de turbulenţă 741

TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR

I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU şi B. BERCOVICI, Studiul posibilităţilor de reducere a conţinutului de steril din ligniţi prin spălare în lichide grele şi medii dense. IV. Cercetări privind descenuşarea cărbunilor ciuruiţi şi neclaubaţi de la Filipeştii de Pădure, Voevozi şi Rovinari, în vederea deshidratării 757

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

F. MANEA, Puterile sistemelor trifazate nesimetrice şi nesinusoidale 771
MATEI G. MARINESCU, Efecte capacitive în circuite cu inductanţă periodic variabilă alimentate în curent ondulat şi aplicaţia la realizarea unui nou tip de condensator industrial 779
E. ARIE, S. IONESCU, P. NICOLAE şi M. POMÎRLEANU, Studiul regimurilor statice şi dinamice ale unei legături slabe de interconexiune efectuat pe un model dinamic de reţea 797
VLAD IONESCU, Teorema energiei electromagnetice în regimul deformant al cîmpului electromagnetic 819

NOTE 827
RECENZII 843
INDEX ALFABETIC 849

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome X, n° 4 1960

SOMMAIRE

Page

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE

I. BLUM, H. GROZESCU et M. ROSENBERG, Atlas des ressources thermo-énergétiques de la République Populaire Roumaine. Géologie de la République Populaire Roumaine et ses charbons 657

ADRIAN DUMITRESCU et ALEXANDRU PAP, Contribution à l'établissement d'une méthode analytique générale permettant de prédéterminer les consommations d'énergie dans l'industrie extractive du pétrole brut . 669

MIHAI PETCU, Prévision du régime de charge des systèmes électro-énergétiques . 697

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

N. ANTONESCU, Détermination de la température des foyers à combustibles liquides ou gazeux dans les diverses conditions de fonctionnement . . . 709

N. ANTONESCU et collaborateurs, Calcul de la caractéristique d'inertie nécessaire aux chaudières industrielles 727

M. NĂSTASE, Contribution à l'étude expérimentale du retard à l'autoallumage dans les moteurs Diesel. Influence de la vitesse du moteur et de la quantité de gaz résiduels dans la chambre de combustion, dans les conditions des moteurs à chambre de turbulence 741

TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES

I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU et B. BERCOVICI, Étude des possibilités de réduire la teneur en stérile du lignite par lavage dans des liquides lourds et milieux denses. IV. Recherches sur l'élimination des cendres des charbons criblés mais non triés à la main, de Filipeştii de Pădure, Voevozi et Rovinari en vue de leur déshydratation 757

ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE

F. MANEA, Puissances des systèmes tryphasés non symétriques et non sinusoïdaux 771

MATEI G. MARINESCU, Effets capacitifs dans les circuits à inductance périodiquement variable alimentés par un courant ondulé, et leur application à la réalisation d'un nouveau type de condensateur industriel 779

E. ARIE, S. IONESCU, P. NICOLAE et M. POMÎRLEANU, Étude des régimes statiques et dynamiques d'une interconnexion faible, effectuée sur un modèle dynamique de réseau 797

VLAD IONESCU, Théorème de l'énergie électromagnétique en régime déformant du champ électromagnétique. 819

NOTES 827

COMPTES RENDUS 843

INDEX ALPHABÉTIQUE 849

ÉDITIONS DE L'ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том X, № 4 1960

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

И. БЛУМ, Х. ГРОЗЕСКУ и М. РОЗЕНБЕРГ, Атлас теплоэнергетических ресурсов РНР (Геология РНР и ископаемые угли) 657

АДРИАН ДУМИТРЕСКУ, АЛЕКСАНДРУ ПАП, К установлению общей аналитической методики для предварительного определения энергетических расходов в добывающей нефтяной промышленности 669

М. ПЕТКУ, Прогноз режима нагрузки электроэнергетических систем . 697

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

Н. АНТОНЕСКУ, Определение температуры топок на жидких или газообразных топливах при различных условиях работы 709

Н. АНТОНЕСКУ и сотрудники, Расчет инерционных характеристик, необходимых для промышленных котлов 727

М. НЭСТАСЕ, Вклад в экспериментальное изучение запаздывания самовоспламенения в дизелях. Влияние числа оборотов коленчатого вала двигателя и количества горючих газов в камере сгорания для случая двигателей с турбулентной камерой 741

ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА

И. БЛУМ, АЛ. БЭДЭРЭУ и В. БЕРКОВИЧ, Изучение возможности уменьшения содержания примесей в лигнитах вымыванием тяжелыми и средними жидкостями.
IV. Исследования, касающиеся обеззоливания просеяных и некласси-фицированных углей из Филипешти де Пэдуре, Воевозь и Ровинарь для десгидратации 757

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Ф. МАНЯ, Мощности несимметричных и несинусоидальных трехфазных систем 771

М. МАРИНЕСКУ, Емкостные эффекты в цепи с переменной индуктивностью и с питанием волнообразным током и применение их в разработке новой промышленной емкости 779

Е. АРИЕ, С. ИОНЕСКУ, П. НИКОЛАЕ и М. ПОМЫРЛЯНУ, Исследование статических и динамических режимов слабой связи объединенной системы, проведенное на динамической модели сети . . . 797

ВЛАД ИОНЕСКУ, Теорема электромагнитной энергии в деформирующем режиме электромагнитного поля 819

ЗАМЕТКИ 827

РЕЦЕНЗИИ 843

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ 849

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ÎN ATENȚIA AUTORILOR LUCRĂRILOR PREZENTATE SPRE PUBLICARE ÎN REVISTA „STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ"

1. Revista „Studii și cercetări de energetică" publică rezultate originale ale unor cercetări teoretice și experimentale în domeniile : energetică generală, termoenergetică și termotehnică, tehnologia combustibililor, electroenergetică și electrotehnică — sub formă de articole sau note.

2. Temele abordate trebuie să prezinte interes pentru economia națională, sau să reprezinte contribuții la rezerva științifică de viitor. Nivelul lucrărilor trebuie să corespundă celor mai recente realizări științifice și tehnice din domeniul respectiv. Se cere ca lucrarea să conțină — unde este necesar — verificări experimentale, sau să prezinte realizări concrete. Se va acorda o deosebită atenție concluziilor practice și analizei tehnico-economice necesare pentru a fixa importanța aplicării în practică a lucrării.

3. Revista mai cuprinde și rubricile : „Discuții", „Note", „Din activitatea Institutului de energetică", „Recenzii".

4. Cu privire la structura articolelor se recomandă următoarele :

a) Introducerea va avea ca scop : situarea lucrării pe fondul cunoștințelor actuale și desemnarea obiectivelor urmărite ; de asemenea indicarea metodelor utilizate.

b) Tratarea lucrării va trebui să fie unitară și cît mai concisă. Diferitele aspecte discutate vor fi evidențiate la nevoie prin subcapitole, numerotate după clasificare zecimală și prevăzute cu subtitluri. În deducerile matematice se vor preciza premisele, ipotezele, simplificările adoptate și se vor discuta rezultatele, erorile, posibilitățile și comoditatea aplicării. Deducerile matematice se vor reduce la minimum ; ele se pot prezenta în anexe, spre a ușura citirea și urmărirea fondului lucării.

c) Concluziile vor sintetiza rezultatele obținute, indicîndu-se limita de valabilitate și aplicațiile posibile.

d) Bibliografia trebuie să fie cît mai completă. Se va indica : numele autorului, pronumele sau inițialele, titlul în limba în care a apărut ; pentru periodice : titlul periodicului (cu utilizarea prescurtărilor recomandate de I.S.O./R. 4) numărul volumului sau anului, numărul fasciculei, data fasciculei (între paranteze), pagina referită (sau prima și ultima pagină citată) ; pentru cărți și publicații separate : tomul sau volumul, eventual partea sau capitolul ; ediția, locul de apariție ; editura prescurtat, anul apariției, pagina. Datele bibliografice se trec la sfîrșitul articolului în ordinea citării în text. În lucrare trimiterile la bibliografie se dau prin numere de ordine închise în paranteze pătrate.

e) Rezumatul (1/2—1 pagină) va fi întocmit în raport cu volumul articolului și va cuprinde concluziile principale.

5. Lucrările propuse spre publicare vor fi predate în 4 exemplare, dactilografiate pe cîte o singură pagină la două rînduri (2000 semne pe pagină), fără corecturi, intervenții manuscrise sau în culori.

Unul din exemplare va fi exemplarul original (dactilogafiat cu panglică) pe hîrtie netransparentă.

6. Se recomandă ca articolele publicate în „Studii și cercetări de energetică" să nu depășească 15 pagini dactilografiate.

7. Titlul articolului va fi urmat eventual de subtitlu, de pronumele și numele autorului sau autorilor. Se va indica data și locul prezentării în ședință publică.

8. Mărimile, unitățile, simbolurile, scrierea formulelor, se vor utiliza în conformitate cu standardele de stat în vigoare, sau în lipsa acestora în conformitate cu dispozițiile sau uzanțele internaționale. Formulele se vor scrie de mînă cît mai citeț, în tuș, astfel încît să apară cît mai clar indicii și exponenții.

Se vor numerota formulele principale, numerotarea făcîndu-se în continuare, cu cifre arabe așezate între paranteze rotunde.

Manuscrisele se vor trimite la sediul Institutului de energetică, București, Șos. Vitan nr. 236, raionul Tudor Vladimirescu.

ATLASUL RESURSELOR TERMOENERGETICE ALE R.P.R. GEOLOGIA R.P.R. ŞI CĂRBUNII

DE

I. BLUM, H. GROZESCU şi M. ROSENBERG

Dezvoltarea economică impetuoasă a Republicii Populare Romîne în anii puterii populare a ridicat problema creării şi dezvoltării unei baze energetice corespunzătoare. Aceasta impune atît cunoaşterea aprofundată a tuturor resurselor energetice disponibile în ţară, cît şi exploatarea şi utilizarea raţională a acestor resurse.

Pe această linie, Academia R.P.R., în al cărei profil intră şi inventarierea tuturor resurselor şi bogăţiilor ţării, a iniţiat în anul 1957 întocmirea în cadrul Institutului de energetică a *Atlasului resurselor energetice ale Republicii Populare Romîne* — respectiv a resurselor termo- şi hidroenergetice.

În cele ce urmează se va prezenta metodica întocmirii Atlasului resurselor termoenergetice.

Inventarierea şi caracterizarea resurselor termoenergetice ale R.P.R. în cadrul Atlasului a fost concepută astfel încît să permită cunoaşterea profundă şi multilaterală a acestor resurse, a rezervelor disponibile în ţară şi a condiţiilor naturale — geografice, geologice etc. — care condiţionează posibilitatea exploatării lor eficiente.

În Atlas s-a urmărit a se reda — în măsura cunoaşterii actuale — caracteristicile calitative: energetice, chimice, tehnologice etc. ale acestor resurse, în vederea utilizării lor raţionale.

S-a urmărit de asemenea a se prezenta stadiul actual al exploatării acestor resurse, cu posibilităţile de lărgire a exploatării lor în viitor, instalaţiile de transformare şi prelucrare a acestor resurse, precum şi principalele sectoare consumatoare de energie primară, cu evoluţia probabilă a structurii lor în viitor.

Dînd o imagine de ansamblu asupra potenţialului şi perspectivelor diferitelor zone şi regiuni din ţară, Atlasul are ca scop să contribuie la orientarea cercetărilor pentru descoperirea şi valorificarea unor noi zăcă-

minte de resurse energetice primare şi să poată fi un ghid preţios în prelucrarea lor eficientă şi folosirea lor raţională la consumator.

Atlasul trebuie să furnizeze elementele ştiinţifice concrete care să contribuie la fundamentarea unei juste politici energetice de perspectivă, în ţara noastră.

Pentru stabilirea metodicii de elaborare a Atlasului resurselor termoenergetice ale R.P.R. s-au consultat studii şi lucrări de descriere şi inventariere a resurselor energetice primare din alte ţări şi din ţara noastră, precum şi publicaţiile şi dările de seamă centralizatoare şi periodice ale organizaţiilor internaţionale de specialitate : Rapoartele Conferinţei Mondiale pentru energie, publicaţiile Comisiei Economice O.N.U. (Comitetul cărbunelui, gazelor) şi altele.

În analiza întregului material s-a ţinut seama în mod deosebit de caracterul energetic specific al ţării noastre în ce priveşte structura rezervelor de resurse energetice primare disponibile, condiţiile geologice şi de zăcămînt ale acestor resurse, precum şi structura producţiei de energie primară din R.P.R.

Republica Populară Romînă dispune de o gamă variată de resurse termoenergetice : zăcăminte de cărbuni, ţiţei, gaze naturale şi mari întinderi păduroase.

În cadrul ţărilor Europei, din punctul de vedere al complexităţii resurselor termoenergetice disponibile şi al caracterului polienergetic al producţiei de energie primară, R. P. Romînă prezintă asemănări numai cu Uniunea Sovietică şi cu Austria. Majoritatea celorlalte ţări din Europa au un caracter mai îngust al structurii bazei lor energetice, aceasta fiind fie predominant carboenergetică, ca în Anglia, Belgia, R. D. Germană, R. F. Germană, R. S. Cehoslovacă, fie predominant hidroenergetică, ca în Norvegia, Suedia, Italia ş.a.

În aceste ţări situaţia elaborării unor lucrări ample de inventariere generală a resurselor energetice este următoarea :

În Uniunea Sovietică s-a trecut la întocmirea unei vaste lucrări de inventariere şi descriere a resurselor energetice sub forma unui *Atlas al resurselor energetice ale U.R.S.S.* încă în anii 1932—1934, apărut într-o primă ediţie în anii 1933—1935 [1] şi apoi într-o a doua ediţie revăzută, în anul 1937 [2]. Această lucrare de mari proporţii, întocmită de către Academia de Ştiinţe a U.R.S.S. sub conducerea academicienilor K r j i j a n o v s k i, W i n t e r şi L o m o v, cuprinde o primă parte generală, care sintetizează aspectele energetice ale întregului teritoriu al U.R.S.S., aspectele republicane şi regionale fiind tratate separat, în partea a doua.

În lucrare sînt prezentate aspectele geologice şi de zăcămînt, situaţia rezervelor şi a exploatărilor — cu dinamica lor în timp — o scurtă prezentare a căilor de prelucrare şi utilizare a diverselor resurse precum şi unii indici tehnico-economici de exploatare şi valorificare.

Este evident că prima ediţie a Atlasului sovietic, avînd în vedere lipsa de suficiente date geologice la acea dată, cu privire la cantitatea şi calitatea resurselor termoenergetice — îndeosebi a combustibililor fosili lichizi şi gazoşi — a permis doar o apreciere orientativă asupra ansam-

blului resurselor termoenergetice ale U.R.S.S. În ediția a doua, s-a aprofundat cunoașterea principalelor resurse termoenergetice — de exemplu a cărbunilor aglutinanți din bazinele Donețk și Kuznețk — și s-au studiat unele caracteristici calitative ale diferitelor resurse energetice precum și variația acestor caracteristici pe întinderea și adîncimea zăcămintelor. Studiul cantitativ și calitativ al resurselor energetice ale U.R.S.S. a continuat și în anii următori. Astfel trebuie menționate lucrările ample similare pentru diferite resurse energetice — cărbuni, țiței și gaze etc. — publicate în anii 1957—1959 [3]—[11]. În prezent, în cadrul studiilor pentru crearea unui sistem energetic unic al U.R.S.S. se desfășoară și lucrări de caracterizare și reinventariere a resurselor energetice ale U.R.S.S. în baza unor noi date.

Întocmirea unei lucrări ample similare se desfășoară și în R. P. F. Iugoslavia, tot sub forma unui Atlas al resurselor energetice, din care însă, numai primul volum — Atlasul resurselor hidroenergetice — a apărut în anul 1956 [12].

În majoritatea celorlalte țări nu s-au făcut încă inventarieri sistematice și generale, cu precizarea rezervelor, a condițiilor de zăcămînt și de exploatare, a caracteristicilor calitative ale resurselor energetice, a repartiției și consumului acestor resurse, a perspectivelor de dezvoltare a producției lor etc., ci doar analize parțiale, unilaterale, fie numai pentru anumite bazine și zăcăminte fie numai pentru anumite tipuri de resurse sau aspecte limitate ale acestora : geologice, miniere, de prelucrare etc.

Prezentări sumare a situației rezervelor, producției și valorificării resurselor energetice primare au fost făcute recent — în anii 1957 și 1959 — la Belgrad și Montreal, în cadrul sesiunilor parțiale ale Conferinței Mondiale pentru energie, de către o serie de țări participante : Austria, Belgia ș.a.

În aceste condiții a fost firesc ca în metodologia întocmirii resurselor termoenergetice ale R.P.R. să fie folosită din plin experiența sovietică în acest domeniu, adaptată la condițiile specifice ale țării noastre.

Atlasul resurselor termoenergetice ale R.P.R. cuprinde următoarele patru părți, subîmpărțite la rîndul lor pe secțiuni și capitole :

Partea I — *Geologia R.P.R.* ;
Partea a II-a — *Cărbunii* ;
Partea a III-a — *Țițeiul și gazele naturale* ;
Partea a IV-a — *Alte resurse termoenergetice.*

Pînă în prezent a fost terminată elaborarea într-o primă redactare a primelor două părți din Atlas, acestea fiind puse la dispoziția organelor centrale interesate. Partea a III-a — *Țițeiul și gazele naturale* — urmează a fi terminată într-o primă redactare în cursul acestui an.

În cele ce urmează se va prezenta pe scurt modul cum a fost gîndită structura Atlasului.

Partea I, **Geologia R.P.R.**, va cuprinde o singură secțiune — *Secțiunea I, Scurtă privire asupra Geologiei Republicii Populare Romîne* — cu următoarele două capitole :

Cap. 1. *Unitățile Lanțului Carpatic,*
Cap. 2. *Unitățile din fața Lanțului Carpatic.*

Partea a II-a, **Cărbunii** va cuprinde 3 secţiuni, cu 13 capitole şi anume :

a. *Secţiunea a II-a* : *Privire generală asupra zăcămintelor şi rezervelor de cărbuni şi turbă din R.P.R.* cu următoarele 3 capitole :

Cap. 3. *Privire generală asupra zăcămintelor de cărbuni şi turbă din R.P.R.*,

Cap. 4. *Determinarea şi clasificarea rezervelor de cărbuni în R.P.R.*,

Cap. 5. *Metode de exploatare a cărbunilor.*

b. *Secţiunea a III-a* : *Descrierea zăcămintelor de cărbuni şi turbă din R.P.R. Geologia şi exploatarea zăcămintelor*, cu următoarele 5 capitole :

Cap. 6. *Zăcămintele de antracit*,

Cap. 7. *Zăcămintele de huilă*,

Cap. 8. *Zăcămintele de cărbune brun*,

Cap. 9. *Zăcămintele de turbă*,

Cap. 10. *Date chimico-tehnice şi indici tehnico-economici.*

c. *Secţiunea a IV-a* : *Prelucrarea şi utilizarea cărbunilor din Republica Populară Romînă*, cu următoarele 4 capitole :

Cap. 11. *Prepararea mecanică a cărbunilor*,

Cap. 12. *Prelucrarea termo-mecanică a cărbunilor*,

Cap. 13. *Prelucrarea termochimică a cărbunilor*,

Cap. 14. *Utilizarea cărbunilor.*

Partea a II-a, se încheie cu un capitol special :

Cap. 15. *Perspectivele de dezvoltare a industriei cărbunelui din R.P.R.*

Partea a III-a, **Ţiţeiul şi gazele naturale** va cuprinde patru secţiuni cu 13 capitole şi anume :

a. *Secţiunea a V-a*, *Privire generală asupra zăcămintelor de ţiţei şi gaze* cu următoarele 4 capitole :

Cap. 16. *Caracterele geologice ale regiunilor petrolifere şi gazeifere*,

Cap. 17. *Caracterele fizico-chimice ale zăcămintelor*,

Cap. 18. *Cercetarea zăcămintelor de ţiţei şi gaze din R.P.R.*,

Cap. 19. *Exploatarea zăcămintelor de ţiţei şi gaze din R.P.R.*

b. *Secţiunea a VI-a*, *Descrierea zăcămintelor de ţiţei şi gaze din R.P.R.*, cu următoarele 3 capitole :

Cap. 20. *Geologia şi exploatarea zăcămintelor de ţiţei şi gaze pe unităţi de extracţie*,

Cap. 21. *Regiuni în curs de prospectare şi explorare*,

Cap. 22. *Rezervele de ţiţei şi gaze şi perspectivele descoperirii de noi rezerve.*

c. *Secţiunea a VII-a*, *Prelucrarea, transportul şi utilizarea ţiţeiului în R.P.R.*, cu următoarele 3 capitole :

Cap. 23. *Prelucrarea ţiţeiului*,

Cap. 24. *Transportul ţiţeiului şi derivatelor sale*,

Cap. 25. *Utilizarea produselor de prelucrare a ţiţeiului.*

d. *Secţiunea a VIII-a*, *Chimizarea, transportul şi utilizarea gazelor naturale combustibile în R.P.R.*, cu următoarele 3 capitole :

Cap. 26. *Chimizarea gazelor*,

Cap. 27. *Transportul gazelor*,

Cap. 28. *Utilizarea gazelor.*

Partea a IV-a, **Alte resurse termoenergetice**, se va referi la resurse energetice primare — lemn, şisturi bituminoase, radiaţie solară etc. — în prezent de importanţă mai mică fie din cauza rezervelor reduse (şisturi

bituminoase), fie din cauza unor randamente încă neeconomice de utilizare (energie solară) sau a dirijării lor spre alte sectoare neenergetice de valorificare mai rațională a acestora (lemnul).

Dat fiind că pînă în prezent s-a terminat elaborarea numai a primelor două părți din Atlas, în cele ce urmează se prezintă pe scurt structura și conținutul acestora.

Descrierile geologice și datele geologice sînt relativ larg prezentate în Atlas. Aceasta s-a considerat necesar în scopul aprecierii situației actuale și a perspectivelor de viitor ale zăcămintelor de cărbuni și hidrocarburi. Datele geologice apar în Atlas atît în *Geologia R.P.R.* cît și mai departe în *Geologia zăcămintelor de cărbuni și hidrocarburi.*

Prezentarea la început a *Geologiei R.P.R.* s-a considerat necesară pentru ca în lumina ei să se poată obține o vedere de ansamblu asupra regiunilor de cărbuni și hidrocarburi din care să reiasă răspîndirea și caracterele lor structurale cele mai importante, astfel încît să se îndrumeze într-o orînduire naturală — în capitolele următoare — descrierea progresiv detaliată a zăcămintelor.

În *Geologia R.P.R.* s-a considerat necesar a se descrie succint unitățile structurale componente ale teritoriului, evoluția lor geologică și raporturile dintre ele, acordîndu-se un spațiu mai larg acelora în care se află zăcămintele de cărbuni și hidrocarburi și acelora în care sînt perspective de a se mai descoperi astfel de zăcăminte.

Astfel pentru cărbuni se va da prioritate descrierii formațiunilor geologice de vîrstele carbonifer, liasic, cretacic, paleogen și neogen, în care sînt zăcămintele de antracit, huile și cărbuni bruni (inclusiv ligniți) din Muntenia, Banat, Bazinul V. Jiului și Transilvania. Pentru hidrocarburi vor fi descrise mai detaliat formațiunile mesozoice și terțiare purtătoare de zăcăminte de țiței și gaze din zonele Carpatice și subcarpatice din Moldova, Muntenia și Oltenia, din bazinul Transilvaniei.

Geologia, ca știință chemată să rezolve adeseori probleme ale structurii scoarței pămîntului de la adîncimi inaccesibile cercetării directe, este obligată să recurgă la ipoteze, fie că se ocupă de teritorii intinse cum sînt marile unități structurale din țara noastră fie că are ca obiectiv studiul zăcămintelor de petrol și cărbune, din cadrul diferitelor unități structurale. În Atlas, pentru a se evita controversele teoretice au fost cuprinse numai concepțiile cele mai largi acceptate de forurile competente din țară : Comitetul geologic, Universitatea din București și Organizațiile geologice de specialitate ale Ministerului Industriei Grele și Ministerului Petrolului și Chimiei.

Prin conținutul său, *Geologia R.P.R.* formulează premisele științifice — stratigrafice și tectonice — care stau la baza cunoașterii condițiilor de formare și structurale ale zăcămintelor de cărbuni și hidrocarburi și la aprecierea rezervelor. Ea contribuie și la înțelegerea distribuției rețelei resurselor hidroenergetice și a condițiilor naturale de valorificare.

În partea a II-a, *Cărbunii,* s-a considerat necesar a se folosi o metodă de detaliere progresivă, începîndu-se cu o privire generală asupra zăcămintelor de cărbuni și turbă din R.P.R. și trecîndu-se apoi la prezentarea

condiţiilor geologice şi de exploatare pe bazine şi exploatări, a prelucrării şi utilizării cărbunilor extraşi.

Astfel materialul ce constituie Secţiunea a II-a, *Privire generală asupra zăcămintelor de cărbuni şi turbă din R.P.R.*, a fost conceput ca o punte de trecere de la tratarea de ansamblu a *Geologiei R.P.R.* la descrierea de detaliu a fiecărui zăcămînt în parte. În capitolul 3 se arată repartiţia zăcămintelor de cărbuni şi turbă în cuprinsul unităţilor structurale geologice mari, se prezintă apoi pe scurt unele aspecte ale formării şi clasificării zăcămintelor de cărbuni din R.P.R., se descriu tipurile de cărbuni şi turbă din ţară — arătîndu-se principalele clasificări naţionale şi internaţionale. În încheiere se arată evoluţia istorică a cunoaşterii zăcămintelor şi rezervelor de cărbuni din R.P.R.

În capitolul 4 se expune metodica de cercetare a zăcămintelor de cărbuni, apoi metodica de calcul şi criteriile de clasificare a rezervelor de cărbuni. Sînt prezentate apoi, tabelar şi grafic, rezervele de cărbuni din R.P.R., pe regiuni şi zăcăminte, pe tipuri de cărbune şi pe categorii de rezerve. Este arătată de asemenea dinamica rezervelor de cărbuni — în unităţi naturale şi în combustibil convenţional — în perioada 1951—1959.

În capitolul 5, după o sumară clasificare a metodelor de exploatare folosite în minele de cărbuni din R.P.R., se trece la descrierea acestor metode, pe mine şi feluri de cărbuni. Pentru prezentarea clară a acestui material, dat fiind caracterul tehnic mai specializat al acestui capitol, s-a considerat necesară completarea textului cu numeroase scheme simplificate ale principalelor metode de exploatare aplicate în ţară.

În Secţiunea a III-a — *Descrierea zăcămintelor de cărbuni şi turbă din R.P.R.* — urmează a se prezenta în detaliu geologia şi exploatarea fiecărui zăcămînt în parte, caracteristicile chimico-tehnice şi tehnologice ale cărbunilor extraşi şi principalii indici tehnico-economici în extracţia lor.

Astfel în capitolele 6—8 s-a urmărit să se dea o imagine cît mai precisă a structurii zăcămintelor aşa încît să poată fi folosită pentru înţelegerea sistemului de exploatare al minelor, pentru dezvoltarea acestora, pentru deschiderea de mine noi şi pentru calcularea rezervelor şi aprecierea perspectivelor de viitor.

Metode de expunere trebuie să urmărească gruparea naturală a cărbunilor, pe feluri de cărbune, pe regiuni şi bazine de sedimentare. Regiunile sînt descrise sumar; bazinele de sedimentare sînt descrise succint dar complet: extinderea geografică şi căile de acces, stratigrafia, tectonica, litologia formaţiunilor cu cărbuni. Complexele şi stratele de cărbuni sînt descrise mai detaliat; extinderea şi forma zăcămîntului, accidentele tectonice, numărul stratelor de cărbuni şi gruparea lor, variaţiile calitative şi de grosime, stratele de culcuş şi coperiş, hidrogeologia.

În felul acesta, descrierea geologică se poate lega strîns cu prezentarea tehnico-minieră a minelor, în care se redă — pentru fiecare bazin şi mină în parte — schema principalelor lucrări de deschidere şi pregătire, metoda de exploatare aplicată, condiţiile de transport, de aeraj şi de evacuare a apelor, gradul de mecanizare etc.

În încheiere s-a considerat necesar a se arăta — pentru fiecare zăcămînt în parte — la nivelul actual de cunoaştere, perspectivele de descoperire de noi rezerve sau de lărgire a cunoaşterii rezervelor din bazin şi perspectivele de dezvoltare a producţiei. Textul este însoţit de numeroase planşe şi profile geologice ale regiunilor şi zăcămintelor descrise.

Tratarea unitară a aspectelor geologice, tehnico-miniere şi a perspectivelor de dezvoltare pentru fiecare zăcămînt, permite conturarea fiecărui zăcămînt din toate punctele de vedere, evitîndu-se repetări inerente unor prezentări unilaterale.

În tratarea bazinelor şi zăcămintelor de cărbuni s-au inclus şi bazinele sau cîmpurile miniere în curs de cercetare sau deschidere ca : Haţeg, Mehadia, Valea Argeş-Valea Slănic, Dunăre, Motru ş.a. Pentru a se întregi imaginea exploatării zăcămintelor de cărbuni din ţară s-a considerat necesar a se trata de asemenea şi unele zăcăminte şi exploatări în curs de lichidare sau închise recent (Lupac, Bigăr, Băgara, Galion ş.a.).

În descrierea zăcămintelor de cărbuni s-a urmărit a se pondera în general gradul de dataliere al fiecărui bazin după importanţa actuală şi perspectivele de dezvoltare ale zăcămîntului. Astfel zăcămintele de turbă sînt descrise sumar, date fiind rezervele foarte mici şi importanţa lor economică redusă. La fel şi în ceea ce priveşte zăcămintele de antracit. Zăcămintele de huilă şi de cărbuni bruni — îndeosebi lignit — vor fi descrise mai larg. Evident însă că şi la aceste zăcăminte, în cazul unor condiţii geologice puţin complicate, cu rare accidente tectonice şi cu o stratigrafie bine stabilită — ca în cazul ligniţilor din Oltenia — descrierea se poate face succint şi concentrat deşi importanţa zăcămintelor este mare. În schimb, la zăcăminte cu condiţii geologice complicate — ca în cazul huilelor de Banat, cărbunilor bruni de la Codlea etc. — necesitatea unei prezentări clare impune adîncirea şi lărgirea descrierii acestor bazine.

Pentru toate zăcămintele de cărbuni şi turbă din R.P.R., descrise în capitolele 6—9, se prezintă în încheiere, în capitolul 10, caracteristicile chimico-tehnice şi tehnologice şi datele tehnico-economice principale. Astfel se arată organizarea tehnico-administrativă a exploatării cărbunilor din R.P.R., se prezintă dezvoltarea producţiei de cărbune pe tipuri şi mine, în perioada 1938—1959, a productivităţii muncii, a mecanizării procesului de producţie, a investiţiilor globale şi specifice şi a preţului de cost.

În ansamblu, această secţiune urmează să ocupe cel mai mare volum (peste 50%), ea constituind centrul de greutate al lucrării.

Secţiunea a IV-a — *Prelucrarea şi utilizarea cărbunilor în R. P. Romînă* — urmează să prezinte căile de prelucrare mecanică, termomecanică şi termo-chimică, a cărbunilor din R.P.R. grupate pe procedee, unităţi de prelucrare şi tipuri de cărbune.

Astfel în capitolul 11 se descriu atît instalaţiile de preparare umedă sau pneumatică a huilelor din Valea Jiului şi Banat cît şi instalaţiile simple de sortare existente la exploatările de cărbune brun.

În capitolul 12 sînt descrise instalaţiile de deshidratare de la Schitu-Goleşti, Filipeşti de Pădure şi Voevozi precum şi fabricile de brichete, pentru huile şi cărbuni bruni (Reşiţa, Petrila, Codlea, Comăneşti şi Căpeni).

Capitolul 13 prezintă sumar gazificarea şi semicarbonizarea cărbunilor — încă puţin dezvoltate în R.P.R. — şi mai larg, uzinele cocsochimice existente în ţară: Reşiţa şi Hunedoara.

La toate căile de prelucrare menţionate s-a considerat util a se arăta pe scurt evoluţia istorică a industriei respective în ţară, unităţile de prelucrare în funcţiune sau în construcţie, fluxul tehnologic şi principalii indici ai producţiei din aceste instalaţii şi a se prezenta de asemenea, pentru fiecare instalaţie, scheme simplificate, globale sau parţiale.

La sfîrşitul fiecărui capitol s-a considerat necesară prezentarea pe scurt a perspectivelor de dezvoltare ale căilor de prelucrare analizate.

În încheierea secţiunii, în capitolul 14 urmează a se prezenta ponderea producţiei şi consumului de cărbuni în ansamblul balanţei de resurse energetice primare din R.P.R. şi a trece apoi la analiza consumului de cărbuni din R.P.R., pe clase şi sorturi de cărbune. Aici se prezintă repartiţia consumului de cărbuni pe marile sectoare de consum, pe principalii consumatori individuali şi pe principalele direcţii de transport. Se analizează variaţia structurii consumului de cărbuni în perioada 1938—1958.

Partea a II-a, *Cărbunii*, se încheie cu capitolul 15 — *Perspectivele de dezvoltare ale industriei cărbunelui din R.P.R.* — în care după o recapitulare rezumativă a dezvoltării acestei industrii în perioada 1948—1959, unde se arată creşterea producţiei şi rezervelor de cărbune, introducerea tehnicii noi şi aspectul economic al producţiei, se prezintă orientările de bază şi liniile de dezvoltare în viitor a acestei ramuri.

În acelaşi capitol se mai fac estimări privind dezvoltarea producţiei de cărbuni în următorii 15 ani, a preparării şi valorificăriii cărbunilor extraşi, a tehnicii noi, a productivităţii muncii şi a forţelor de muncă, şi se analizează baza tehnico-materială pentru dezvoltarea ramurii.

În elaborarea acestor două părţi şi apoi în revizuirea în vederea prezentării cît mai clare, mai concise şi mai unitare a diferitelor capitole, dat fiind volumul mare al materialelor de bază şi al redactării finale, a fost necesară munca susţinută a unui larg colectiv de oameni de ştiinţă şi tehnicieni-geologi, minieri, energeticieni, economişti, tehnologi etc. În acest fel considerăm că s-a reuşit în general a se prezenta esenţialul în fiecare domeniu analizat, fără a se pierde din vedere obiectivul principal şi unitatea lucrării.

Desigur că pregătirea diferită a autorilor în diferite şcoli şi după diferite metodologii se va reflecta în parte şi în lucrare; unele aspecte şi puncte vor apărea prea sumar tratate faţă de altele mai amplu prezentate. Aceste deficienţe au fost în parte înlăturate şi vor mai putea fi înlăturate în cursul pregătirii materialului pentru tipar.

Considerăm că în ansamblul său, *Atlasul resurselor termoenergetice ale R.P.R.*: partea I — *Geologia R.P.R.* şi partea a II-a — *Cărbunii*, prezentînd o imagine fidelă, — la nivelul cunoştinţelor de la 1 ianuarie 1959 — a zăcămintelor şi industriei noastre carbonifere, va putea servi ca un preţios material documentar de bază pentru fundamentarea studiilor privind posibilităţile şi perspectivele de dezvoltare ale energeticei în R.P.R. în viitorii ani. Pentru a-şi menţine valabilitatea în viitor este necesară — în baza experienţei cîştigate — completarea continuă şi ţinerea

la zi a materialului cu toate modificările ce survin privind rezervele, producția, prelucrarea și consumul, determinate fie de găsirea de noi zăcăminte sau de adîncirea cunoașterii celor existente, fie de crearea de noi unități de prelucrare și consum etc.

АТЛАС ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ РНР
(ГЕОЛОГИЯ РНР И ИСКОПАЕМЫЕ УГЛИ)

РЕЗЮМЕ

В статье показывается значение и необходимость учета теплоэнергетических ресурсов РНР, их классификации и характеристики.

Дается краткое изложение структуры всех 4-х частей Атласа.

— Часть I-я: Геология РНР.
— Часть II-я: Угли.
— Часть III-я: Нефть и природные газы.
— Часть IV-я: Другие теплоэнергетические ресурсы,

а также методики, тематики и содержания первых двух частей Атласа.

Дается также краткий обзор аналогичных работ, появившихся в других странах.

ATLAS DES RESSOURCES THERMO-ÉNERGÉTIQUES DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
GÉOLOGIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE ET SES CHARBONS

RÉSUMÉ

Dans cet article, les auteurs montrent le but et la nécessité de l'inventaire des ressources thermo-énergétiques de la République Populaire Roumaine, ainsi que de leur classification et de leur caractérisation.

Ils indiquent ensuite, succinctement, la structure des 4 parties de l'Atlas :

— Ire partie : Géologie de la République Populaire Roumaine.
— IIe partie : Les charbons.
— IIIe partie : Le pétrole et les gaz naturels.
— IVe partie : Autres ressources thermo-énergétiques.

Ils exposent, dans leurs détails, la méthodique, la thématique ainsi que le contenu des deux premières parties de l'Atlas.

En outre, ils passent brièvement en revue les travaux similaires ou même connexes, parus à l'étranger.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Атлас энергетических ресурсов СССР.* **I, II.** Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1933—1934.
2. * * * *Атлас энергетических ресурсов СССР.* **I, II.** Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1935—1937.
3. * * * *Угольная промышленность СССР* (1917—1957). Государственное научно-техническое издательство литературы по угольной промышленности, Москва 1957.
4. А. Н. Вознесенский, А. А. Бесчинский, *Освоение гидроэнергетических ресурсов сибирских рек и их роль в развитии производительных сил Сибири.* Рап. А/7 ВПЧ, Белград, 1957.
5. A. Markin, *Die Krafturwirtschaft der Sowietunion und die Zukunft der Energetik.* Verlag für fremdsprachige Literatur, Moskau, 1957.
6. A. M. Nekrasov, *Energetica sovietică după 40 ani.* Elektr. stanţii, U.R.S.S., **28**, *11*, 11—20 (1957).
7. A. Probst, *Problèmes économiques de développement de l'industrie des combustibles en U.R.S.S.* Rap. 92 B 1/12 WPC. Montréal, 1958.
8. L. A. Melentiev, Z. P. Steingaus, *Economia energetică în U.R.S.S.* Gosenergoizdat, Moscova-Leningrad, 1959.
9. А. Ф. Засядко, *Топливно-энергетическая промышленность СССР.* Госпланиздат, Москва, 1959.
10. * * * *Газовые ресурсы СССР.* Гостоптехиздат, Москва, 1959.
11. * * * *Utilisation des ressources en gaz naturel dans l'économie de l'U.R.S.S.* Gaz/Doc. de trav., *15*, 8 apr. (1957).
12. * * * *Atlasul resurselor hidroenergetice ale R.P.F. Iugoslavia.* Belgrad, 1956.
13. F. Hintermayer, *Situaţia energeticii în Austria.* E. u. M. Austria, **74**, *19* (oct.) 422—427 (1957).
14. C. Hochsteter, *Tendances actuelles dans la production de combustibles solides, liquides et gazeux en Autriche.* Rap. *110* B 2/2 WPC. Montréal, 1958.
15. C. Marchal, R. Van Mels, *Les tendances de l'utilisation économique de l'énergie en Belgique.* Rap. *115* G/1. WPC. Montréal, 1958.
16. G. Bilkenroth, *Braunkohlenenergie und Braunkohlenveredlung. Eine perspectivische Studie für die Energieplanung und Braunkohlenverwertung in der D.D.R.* Akademie Verlag, Berlin, 1956.
17. — *Cercetarea şi evaluarea zăcămintelor de cărbuni bruni din R. D. Germană şi folosirea rezultatelor pentru planificare şi proiectare.* Bergbautechn. R. D. G., *12* 602—609 (1958).
18. F. Levardi, *Probleme în legătură cu dezvoltarea viitoare a bazei energetice în R. P. Ungară.* Bany Lapok RPU., **92**, *1*, 1—7 (1958).
19. L. Kopec, *Perspectivele de dezvoltare ale energeticii cehoslovace.* Energetika CSR, **8**, *9*, 379—388 (1958).
20. I. Savu, *Aspecte ale valorificării resurselor de energie primară în R. P. Bulgaria.* Energetica, RPB, **VI**, *7*, 299—303 (1958).
21. * * * *Situaţia energeticei în R. P. Romînă,* Buc., 1955. Instit. de fizică, Acad. R.P.R., Comunic. la Conf. Mond. pt. folosirea energ. atom. în scopuri paşnice, Geneva, 1955.
22. I. Blum, I. Saphier, M. Rosenberg, *Considérations économiques sur la production et l'utilisation des combustibles classiques en Roumanie.* Rap. 141 B 2/10 WPC, Montréal, 1958.
23. A. K. Kozik, *Industria de cărbuni în Polonia de astăzi.* Ugoli, U.R.S.S., *5* (1947).
24. W. Fiszer, *Aspects économiques de l'utilisation de houille brune pour produire de la force motrice en Pologne.* Rap. *5* B_1/11 WPC, Montréal, 1958.
25. J. Bjerke, *Energy consumption and economic growth in Norway from 1 900 to 1939.* Rapp. A/22 WPC. Belgrad, 1957.
26. * * * (Sociétés FHEBC, FHEEC, UMH, BN) *Ressources énergétiques des territoires belges d'outre mer.* Rapp. N 2/34 WPC. Belgrad, 1957.
27. H. Blazek, *Cereri şi posibilităţi de producere a energiei în Iugoslavia.* Proceedings Internat. Conf. on. the peaceful uses of atomic energy. **I**, 118—119.

28. * * * *Problemele energetice ale Europei.* UNIPEDE Bull. trim. **3**, *3*, 89—91 (1956).
29. * * * *Evolution et perspectives d'avenir de l'exploitation du lignite en Europe.* COAL/Doc. de trav., *10*, 31 aug. (1956).
30. * * * *L'exploitation du lignite en Europe. Evolution, perspectives d'avenir.* COAL/Doc. *10*, 25 febr. (1957).
31. * * * *Utilisation rationnelle des ressources européennes en charbon pour la cokéfaction.* COAL/UWP/Doc. *14*. 20 mart. (1957).
32. * * * *Données générales sur la situation du gaz naturel en Europe.* Gaz/Doc. de trav. *2*, 3 aug. (1956).
33. * * * *Rapport sur la situation du gaz naturel en Europe.* GAZ/Doc., *8* febr. (1957).
34. * * * *Problema gazului în Europa.* E/ECE/*269* 12 mart. (1957).
35. P. LARDINOIS, *Rezervele mondiale de combustibili minerali solizi.* Ann. Mines. Belg., *2* (febr.), 93—153 (1958).

CONTRIBUȚII LA STABILIREA UNEI METODE GENERALE ANALITICE PENTRU PREDETERMINAREA CONSUMURILOR DE ENERGIE ÎN INDUSTRIA EXTRACTIVĂ A ȚIȚEIULUI

DE

ADRIAN DUMITRESCU și ALEXANDRU PAP

I. GENERALITĂȚI

Atît în bilanțul mondial [1], cît și în bilanțul național [2] de energie, țițeiul intervine cu o pondere mereu crescîndă. Aceasta se datorește dezvoltării importante pe care au luat-o transporturile de orice fel, precum și intensificării procesului de motomecanizare a agriculturii, ambele folosind motorul cu ardere internă, precum și înlocuirii cărbunelui energetic prin țiței pe o scară din ce în ce mai mare în procesele tehnologice industriale. De asemenea, țițeiul intervine ca materie primă cu o pondere crescîndă în industria chimică organică, înlocuind și aici cărbunele.

Datorită extracției țițeiului de la adîncimi din ce în ce mai mari, există premisele unor consumuri specifice de energie cu tendință de creștere pentru obținerea țițeiului.

Cum țițeiul este un purtător superior de energie primară, față de tendința de creștere a consumurilor specifice de energie pentru obținerea lui, se urmărește :

— folosirea unei energii obținută dintr-un purtător inferior de energie primară (de exemplu energia electrică produsă în C.T.E. pe bază de cărbuni inferiori) ;

— îmbunătățirea randamentului procedeelor, respectiv echipamentelor folosite la foraj și extracție și care consumă derivatele țițeiului (de exemplu folosirea acționării Diesel, în locul acționării cu mașină cu abur).

Rezultă necesitatea predeterminării consumurilor de energie — termică și electrică — pentru a se asigura producția de țiței cerută sau planificată într-un anumit an sau pentru o anumită perioadă.

Ceea ce este caracteristic diverselor zone principale producătoare de ţiţei este producţia specifică a unităţii de extracţie : *sonda de producţie* ; aceasta rezultă din tabela 1.

Tabe

Producţia specifică medie a

Anul	America de Nord		America de Sud		Europa inclusiv U.R.S.S.	
	Nr. de sonde	t/sondă zi	Nr. de sonde	t/sondă zi	Nr. de sonde	t/sondă zi
1	2	3	4	5	6	7
1952	456272	2,0	17409	16,4	3569*)	2,3*)
1953	481105	2,0	17061	16,5	3736*)	2,6*)
1954						
1955	538608	1,8	19669	17,2	3941*)	3,5*)
1956	564766	1,9	22663	17,9	5026*)	5,4*)
1957	572560	1,9	24888	19,6	6265*)	5,3*)
1958	589315	1,7	23161	18,9	40605**)	8,5**)

*) Fără U.R.S.S. şi ţările de democraţie populară.
**) Inclusiv U.R.S.S. şi fără ţările de democraţie populară.
***) Fără ţările socialiste.

Rezultă că producţia specifică medie se menţine practic constantă în zonele principale de producţie, ea fiind un indicator caracteristic al zonei respective. Creşterea bruscă a producţiei specifice medii în Europa în anul 1958 se datoreşte intervenţiei în acest an a datelor statistice ale U.R.S.S.

Cum unitatea de producţie este *sonda de producţie*, rezultă că predeterminarea consumului de energie se va face pe baza consumurilor specifice de energie pentru realizarea unei astfel de sonde ; aceste consumuri vor constitui investiţia de energie pentru crearea unei unităţi de producţie.

Ele depind de :

a) adîncimea sondei,
b) formaţiile geologice străbătute, } specifice zăcămîntului,
c) procedeul, respectiv echipamentul de foraj folosit,
d) lucrările executate anterior.

În consecinţă, zăcămîntul este determinant în ceea ce priveşte energia teoretic necesară forării unei sonde de producţie, iar procedeul, respectiv echipamentul de foraj, intervenind cu randamentele lor, dau consumul efectiv de energie.

Lucrările executate anterior constau în principal din forarea sondelor de explorare, de injecţie etc.

Spre a se putea ţine seama de totalitatea consumurilor de energie, se introduce noţiunea de *sondă convenţională de producţie*, care este o sondă fizică de producţie la care s-au acumulat toate consumurile de energie, atît cele necesare execută rii ei, cît şi cele necesare executării sondelor aferente ei (explorare, injecţie etc.).

Cum pentru fiecare zăcămînt se întocmește un *proiect de exploatare rațională* [4], [5], [6], prin care se fixează numărul de sonde de producție, rezultă că pentru fiecare zăcămînt se poate determina investiția de energie

la 1

sondelor de producție [3]

Orientul Mijlociu		Orientul Îndepărtat ***)		Total	
Nr. de sonde	t/sondă zi	Nr. de sonde	t/sondă zi	Nr. de sonde	t/sondă zi
8	9	10	11	12	13
561	519,8	2744	14,5	480555	3,5
643	527,7	6544	6,9	509089	3,2
771	577,7	6745	7,6	569734	3,3
924	508,2	6181	9,3	599560	3,4
1029	471,5	7606	8,2	612348	3,5
1167	503,9	5149	12,5	659397	3,7

necesară executării sondelor de producție fizice, respectiv convenționale.

Cunoscîndu-se rezerva de țiței a zăcămîntului și coeficientului de extracție, numărul de sonde și energia teoretic necesară executării sondelor de producție convenționale aferente zăcămîntului, pe baza procedeului, respectiv a echipamentului de foraj folosit, se va predetermina energia necesară de investit în sondele convenționale de producție și deci energia ce revine pentru unitatea de țiței extrasă din zăcămîntul respectiv.

Hotărîtoare este însă și energia ce va fi necesară pentru extracția țițeiului din fiecare zăcămînt prin sondele de producție aferente acestuia și pentru care s-a investit o cantitate de energie, predeterminată așa după cum s-a arătat.

După cum fiecare zăcămînt — prin adîncimea și stratificația geologică ce trebuie străbătută — determină consumul de energie pentru forarea sondelor convenționale de producție, tot așa fiecare zăcămînt, prin caracterul lui fizico-geologic, determină condițiile de exploatare, respectiv de extracție a țițeiului.

Pe această bază, se stabilește curba caracteristică medie a debitelor sondelor de producție prevăzute în proiectul de exploatare rațională a zăcămîntului. Această curbă dă debitele sondelor de producție în funcție de timp, pe durata de exploatare (viața economică) a zăcămîntului și corespunzător diverselor metode de extracție.

În cele ce urmează se prezintă metodele generale analitice elaborate pentru :

— predeterminarea energiei de investit în sondele convenționale de producție pentru toate zăcămintele ce vor concura la producția de țiței

planificată, precum şi pentru găsirea consumurilor de energie efective, corespunzătoare diverselor procedee, respectiv echipamente de foraj folosite ;

— predeterminarea consumului de energie necesar obţinerii unei producţii planificate de ţiţei, într-un anumit an, respectiv într-o anumită perioadă, corespunzător cazului celui mai general cînd la realizarea producţiei planificate intervin toate zăcămintele, fiecare zăcămînt caracterizat prin rezerve şi coeficienţi de extracţie deosebiţi, printr-un număr de sonde de producţie diferit, fiecare sondă sau grupe de sonde de producţie ale fiecărui zăcămînt intrînd în producţie în perioade deosebite şi cu vieţi economice deosebite, curbele de producţie fiind de asemenea deosebite.

II. METODA PENTRU PREDETERMINAREA CONSUMURILOR DE ENERGIE PENTRU FORAJ

Consumurile de energie pentru foraj depind în principal de caracteristicile formaţiilor geologice străbătute ca şi de adîncimea sondelor, terenurile ce conţin rezerve de ţiţei grupîndu-se pe zăcăminte, fiecare zăcămînt putînd fi caracterizat printr-o anumită structură geologică şi o anumită adîncime medie.

În cele ce urmează s-a considerat zăcămîntul ca unitate de exploatare cu aproximativ aceiaşi parametri fizico-geologici, precum avînd şi aceeaşi adîncime. S-a presupus că totalitatea terenurilor cu rezerve de ţiţei din ţară, poate fi grupată într-un număr de m zăcăminte.

La un moment dat, un anumit zăcămînt i va avea în producţie un anumit număr S_i' de sonde. Pentru realizarea acestor sonde în producţie, în zăcămîntul respectiv s-au forat un anumit număr de sonde de explorare S_i'' şi un anumit număr de sonde de injecţie S_i''' , consumurile de energie necesare forării acestor sonde fiind :

$$\begin{aligned} Q' &= S_i' q_i', & Q'' &= S_i'' q_i'', & Q''' &= S_i''' q_i''', \\ W' &= S_i' w_i', & W'' &= S_i'' w_i'', & W''' &= S_i''' w_i''', \end{aligned} \tag{1}$$

în care q şi w sînt consumurile specifice energetice medii pentru forarea diverselor categorii de sonde din zăcămîntul i, exprimate în kg combustibil convenţional, respectiv kWh pentru o sondă forată.

La un moment dat, totalitatea zăcămintelor din ţară au în producţie un număr de sonde :

$$S' = \sum_{i=1}^{m} S_i'. \tag{2}$$

Consumurile de energie investite în cele S' sonde în producţie pot fi calculate cu relaţiile :

$$Q' = \sum_{i=1}^{m} Q_i' = \sum_{i=1}^{m} S_i' q_i'; \quad W' = \sum_{i=1}^{m} W_i' = \sum_{i=1}^{m} S_i' w_i'. \tag{3}$$

În mod analog pot fi calculate consumurile de energie investite în cele S'' sonde de explorare, ca și în cele S''' sonde de injecție de pe totalitatea zăcămintelor

$$S'' = \sum_{i=1}^{m} S_i'', \tag{2.1}$$

$$S''' = \sum_{i=1}^{m} S_i''', \tag{2.2}$$

$$Q'' = \sum_{i=1}^{m} S_i'' q_i''\,; \quad W'' = \sum_{i=1}^{m} S_i'' w_i'', \tag{3.1}$$

$$Q''' = \sum_{i=1}^{m} S_i''' q_i'''\,; \quad W''' = \sum_{i=1}^{m} S_i''' w_i'''. \tag{3.2}$$

Așadar, la un moment dat, pe totalitatea zăcămintelor vor exista un număr S de sonde

$$S = S' + S'' + S''', \tag{4}$$

$$\text{sau : } S = \sum_{i=1}^{m} (S_i' + S_i'' + S_i'''). \tag{4.1}$$

Investițiile de energie pentru realizarea acestor sonde sînt

$$Q = Q' + Q'' + Q''' \quad \text{și} \quad W = W' + W'' + W''', \tag{5}$$

sau, cu luarea în considerare a relațiilor (3)

$$Q = \sum_{i=1}^{m} (S_i' q_i' + S_i'' q_i'' + S_i''' q_i''') \text{ și } W = \sum_{i=1}^{m} (S_i' w_i' + S_i'' w_i'' + S_i''' w_i''') \tag{5.1}$$

Consumurile specifice energetice medii pentru realizarea unei sonde în producție au fost

$$q = \frac{\sum_{i=1}^{m} (S_i' q_i' + S_i'' q_i'' + S_i''' q_i''')}{\sum_{i=1}^{m} S_i'}\,; \quad w = \frac{\sum_{i=1}^{m} (S_i' w_i' + S_i'' w_i'' + S_i''' w_i''')}{\sum_{i=1}^{m} S_i'}. \tag{6}$$

Realizarea celor S sonde se poate face prin n procedee de foraj. Dacă într-un anumit zăcămînt i se forează cu procedeul j, un număr S_{ij}' sonde în producție, S_{ij}'' sonde explorare și S_{ij}''' sonde de injecție, consumurile energetice aferente sînt

$$\begin{aligned} Q_{ij}' &= S_{ij}' q_{ij}', & Q_{ij}'' &= S_{ij}'' q_{ij}'', & Q_{ij}''' &= S_{ij}''' q_{ij}''', \\ W_{ij}' &= S_{ij}' w_{ij}', & W_{ij}'' &= S_{ij}'' w_{ij}'', & W_{ij}''' &= S_{ij}''' w_{ij}''', \end{aligned} \tag{7}$$

q_{ij}', w_{ij}', q_{ij}'', w_{ij}'', q_{ij}''', w_{ij}''' fiind consumurile specifice energetice medii pentru forarea diverselor categorii de sonde printr-un anumit procedeu de foraj j, într-un anumit zăcămînt i.

Numărul total de sonde în producție din țară, forate prin procedeul j este

$$S_j = \sum_{i=1}^{m} S_{ij}. \tag{8}$$

Cum

$$S = \sum_{j=1}^{n} S_j \tag{9}$$

se poate scrie :

$$S = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} S_{ij}. \tag{10}$$

Consumurile de energie investite pentru toate sondele forate prin procedeul j şi existente la un moment dat pe totalitatea zăcămintelor din țară, sînt

$$Q_j = Q_j' + Q_j'' + Q_j''', \qquad W_j = W_j' + W_j'' + W_j''', \tag{11}$$

sau cu luarea în considerare a relațiilor (7), (3) şi (5)

$$Q_j = \sum_{i=1}^{m} (S_{ij}' q_{ij}' + S_{ij}'' q_{ij}'' + S_{ij}''' q_{ij}'''), \; W_j = \sum_{i=1}^{m} (S_{ij}' w_{ij}' + S_{ij}'' w_{ij}'' + S_{ij}''' w_{ij}'''). \tag{11.1}$$

Pe baza relațiilor (11.1) , investițiile de energie pentru realizarea tuturor sondelor existente pe totalitatea zăcămintelor, se pot calcula cu ajutorul relațiilor

$$\begin{aligned} Q &= \sum_{j=1}^{n} Q_j = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} (S_{ij}' q_{ij}' + S_{ij}'' q_{ij}'' + S_{ij}''' q_{ij}''') \\ W &= \sum_{j=1}^{n} W_j = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} (S_{ij}' w_{ij}' + S_{ij}'' w_{ij}'' + S_{ij}''' w_{ij}''') \end{aligned} \tag{5.2}$$

Pentru simplificare este utilă echivalarea din punct de vedere energetic a tuturor felurilor de sonde forate cu o sondă *convențională*. După cum s-a arătat, s-a ales sonda *convențională* de producție.

În acest scop se notează

$$\frac{q_{ij}''}{q_{ij}'} = \xi_{ij}'', \quad \frac{w_{ij}''}{w_{ij}'} = \psi_{ij}'' \tag{12}$$

şi

$$\frac{q_{ij}'''}{q_{ij}'} = \xi_{ij}''', \quad \frac{w_{ij}'''}{w_{ij}'} = \psi_{ij}''' \tag{13}$$

relațiile (5.2) se pot scrie

$$\begin{aligned} Q &= \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} (S_{ij}' + S_{ij}'' \xi_{ij}'' + S_{ij}''' \xi_{ij}''') q_{ij}', \\ W &= \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} (S_{ij}' + S_{ij}'' \psi_{ij}'' + S_{ij}''' \psi_{ij}''') w_{ij}', \end{aligned} \tag{5.3}$$

și dacă se mai notează

$$\frac{S''_{ij}}{S'_{ij}} = \varphi''_{ij} \tag{14}$$

și

$$\frac{S'''_{ij}}{S'_{ij}} = \varphi'''_{ij}, \tag{15}$$

relațiile (5.3) devin

$$\begin{aligned} Q &= \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} q'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij}), \\ W &= \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} w'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij}). \end{aligned} \tag{5.4}$$

Din relațiile (14) și (15) rezultă că pentru realizarea unei sonde în producție prin procedeul j în zăcămîntul i, trebuie realizate φ''_{ij} sonde de explorare și φ'''_{ij} sonde de injecție, deci trebuie investite consumurile suplimentare de energie $Q^{(S)}_{ij}$ și $W^{(S)}_{ij}$

$$Q^{(S)}_{ij} = q'_{ij} S'_{ij} (\varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij}), \qquad W^{(S)}_{ij} = w'_{ij} S'_{ij} (\varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij}), \tag{16}$$

valorile din paranteză reprezentînd coeficienții de echivalare energetică.

Consumurile suplimentare necesare pentru realizarea celor S''_i sonde de explorare și a celor S'''_i sonde de injecție din zăcămîntul i se pot calcula cu relațiile

$$\begin{aligned} Q^{(S)}_i &= \sum_{j=1}^{n} Q^{(S)}_{ij} = \sum_{j=1}^{n} q'_{ij} S'_{ij} (\varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij}), \\ W^{(S)}_i &= \sum_{j=1}^{n} W^{(S)}_{ij} = \sum_{j=1}^{n} w'_{ij} S'_{ij} (\varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij}). \end{aligned} \tag{17}$$

Consumurile suplimentare de energie necesare pentru realizarea celor S''_j sonde de explorare și a celor S'''_j sonde de injecție prin procedeul de foraj j de pe toate zăcămintele se pot calcula cu relațiile

$$\begin{aligned} Q^{(S)}_j &= \sum_{i=1}^{m} Q^{(S)}_{ij} = \sum_{i=1}^{m} q'_{ij} S'_{ij} (\varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij}), \\ W^{(S)}_j &= \sum_{i=1}^{m} W^{(S)}_{ij} = \sum_{i=1}^{m} w'_{ij} S'_{ij} (\varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij}). \end{aligned} \tag{18}$$

Consumurile suplimentare de energie pentru toate zăcămintele și corespunzătoare tuturor procedeelor de foraj folosite, sînt

$$\begin{aligned} Q^{(S)} &= \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} Q^{(S)}_{ij} = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} q'_{ij} S'_{ij} (\varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij}), \\ W^{(S)} &= \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} W^{(S)}_{ij} = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} w'_{ij} S'_{ij} (\varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij}). \end{aligned} \tag{19}$$

Diversele consumuri specifice energetice medii se pot calcula cu relaţiile:

— consumurile specifice energetice medii pentru un anumit zăcămînt i raportate la totalitatea sondelor aferente acestui zăcămînt

$$q_i^+ = \frac{\sum_{j=1}^{n} q'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij})}{\sum_{j=1}^{n} S_{ij}}, \quad w_i^+ = \frac{\sum_{j=1}^{n} w'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij})}{\sum_{j=1}^{n} S_{ij}}; \quad (20)$$

— consumurile specifice energetice medii pentru un anumit zăcămînt i raportate numai la sondele de producţie aferente acestui zăcămînt

$$q_i = \frac{\sum_{j=1}^{n} q'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij})}{\sum_{j=1}^{n} S'_{ij}}, \quad w_i = \frac{\sum_{j=1}^{n} w'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij})}{\sum_{j=1}^{n} S'_{ij}}; \quad (21)$$

— consumurile specifice energetice medii raportate la totalitatea sondelor forate cu un anumit procedeu j şi pentru toate zăcămintele

$$q_j^+ = \frac{\sum_{i=1}^{m} q'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij})}{\sum_{i=1}^{m} S_{ij}}, \quad w_j^+ = \frac{\sum_{i=1}^{m} w'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij})}{\sum_{i=1}^{m} S_{ij}}; \quad (22)$$

— consumurile specifice energetice medii raportate la totalitatea sondelor de producţie forate cu un anumit procedeu de foraj j şi pentru toate zăcămintele

$$q_j = \frac{\sum_{i=1}^{m} q'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij})}{\sum_{i=1}^{m} S'_{ij}}, \quad w_j = \frac{\sum_{i=1}^{m} w'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij})}{\sum_{i=1}^{m} S'_{ij}}; \quad (23)$$

— consumurile specifice energetice medii raportate la totalitatea sondelor pentru toate zăcămintele şi forate cu diverse procedee de foraj

$$q^+ = \frac{\sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} q'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \xi'''_{ij})}{\sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} S_{ij}},$$

$$w^+ = \frac{\sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} w'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij} \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij} \psi'''_{ij})}{\sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} S_{ij}} \quad (24)$$

— consumurile specifice energetice medii raportate la totalitatea sondelor productive pentru toate zăcămintele şi forate cu diverse procedee de foraj

$$q = \frac{\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n} q'_{ij} S'_{ij} (1+\varphi''_{ii}\xi''_{ij} + \varphi'''_{ij}\xi'''_{ij})}{\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n} S'_{ij}},$$

$$w = \frac{\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n} w'_{ij} S'_{ij} (1+\varphi''_{ij}\psi''_{ij} + \varphi'''_{ij}\psi'''_{ij})}{\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n} S'_{ij}}. \qquad (6.1)$$

Relaţiile (6.1) dau indicatorii energetici medii pentru sondele convenţionale de producţie.

III. VARIAŢIA CONSUMURILOR SPECIFICE DE ENERGIE PENTRU FORAJ

Energia mecanică necesară teoretic pentru dizlocarea rocelor şi extragerea detritusului la suprafaţă se poate presupune că este aceeaşi la toate sondele de un anumit fel ale unui zăcământ oarecare i avînd aceeaşi adîncime şi aceeaşi litologie. Forajul executîndu-se cu un anumit procedeu de foraj j, consumul de energie necesar este

$$q_{ij} = \frac{\varepsilon_i}{\eta_{ij}} \qquad (25)$$

în care

q_{ij} = kg combustibil convenţional pentru forarea unei sonde de un anumit tip în zăcămîntul i prin procedeul j;

ε_i = energia mecanică teoretic necesară forajului unei sonde, echivalată în kg combustibil convenţional;

η_{ij} = randamentul total al procesului de foraj pentru sonda respectivă executată prin procedeul j în zăcămîntul i;

Pentru diferitele procedee de foraj $1, 2, 3, \ldots, n$ se obţin n relaţii de forma relaţiei (25):

$$q_{i1} = \frac{\varepsilon_i}{\eta_{i1}}; \quad q_{i2} = \frac{\varepsilon_i}{\eta_{i2}}; \quad \ldots \quad q_{in} = \frac{\varepsilon_i}{\eta_{in}}.$$

Variaţia consumurilor specifice q_{ij} în funcţie de randamentele totale η_{ij}, este reprezentată printr-o familie de hiperbole echilatere avînd ca parametri consumurile ε_i corespunzătoare diverselor zăcăminte.

Pentru stabilirea cantităţii de combustibil folosit pentru forarea unei sonde de un anumit tip în zăcămîntul i prin procedeul j se foloseşte relaţia:

$$(q_{ij}) = \frac{\varepsilon_i}{\eta_{ij}} \cdot \frac{H_c}{H_j} \tag{25.1}$$

în care:

(q_{ij}) = kg combustibil folosit pentru forarea unei sonde de un anumit tip în zăcămîntul i prin procedeul j.

H_j = puterea calorică a combustibilului folosit în foraj prin procedeul j;

H_c = puterea calorică a combustibilului convenţional (7 000 kcal/kg).

Aceasta permite compararea diferitelor procedee de foraj pe baza cantităţilor de combustibil necesare în vederea alegerii soluţiei optime din punctul de vedere al condiţiilor de transport al combustibilului, corespunzătoare unui anumit zăcămînt.

Dacă preţul unui kg de combustibil folosit în procedeul de foraj j este de σ_j lei/kg, atunci combustibilul necesar pentru forarea unei sonde de un anumit fel prin procedeul de foraj j în zăcămîntul i va costa $(\sigma_j)_s$ lei

$$(\sigma_{ij})_s = (q_{ij})\,\sigma_j = \frac{\varepsilon_i}{\eta_{ij}} \cdot \frac{H_c}{H_j}\sigma_j. \tag{26}$$

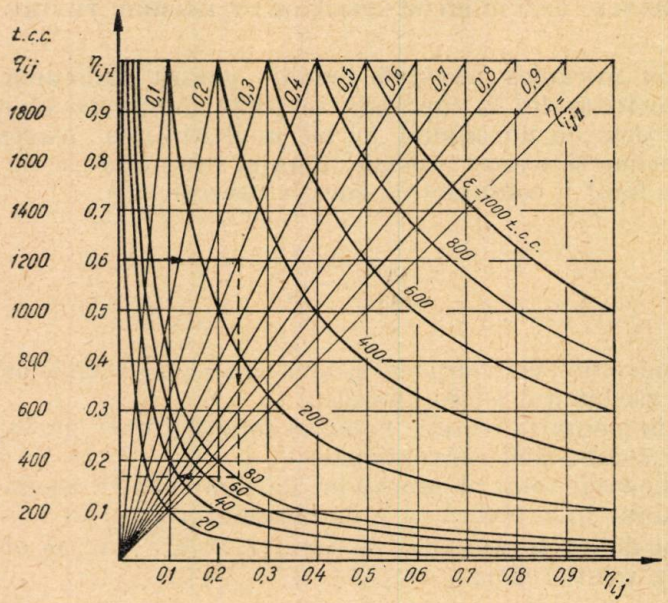


Fig. 1. — Nomogramă pentru stabilirea consumurilor specifice de energie, pentru diversele procedee de foraj.

Familia de hiperbole dată de relaţia (25) reprezintă deci (la o altă scară) şi variaţia costului energiei pentru forarea unei anumite sonde, funcţie de randamentul total al diferitelor procedee de foraj.

Randamentul total η_{ij} este rezultatul a două randamente principale

$$\eta_{ij} = \eta_{ij\text{I}}\,\eta_{ij\text{II}}, \tag{27}$$

$\eta_{ij\text{I}}$ fiind randamentul mașinii primare de acționare sau al ansamblului electromotor-rețea-centrală (se pornește deci de la stabilirea combustibilului primar), iar $\eta_{ij\text{II}}$, randamentul instalației complete de foraj (pornind de la arborele mașinii de acționare).

Dacă se ia ca parametru procedeul de foraj, atunci într-un sistem de axe de coordonate ($\eta_{ij\text{I}}$, η_{ij}), expresia (27) reprezintă o familie de drepte trecînd prin origine. Înclinarea dreptelor este dată de valoarea parametrului $\eta_{ij\text{II}}$.

Dacă se ia ca parametru $\eta_{ij\text{I}}$ atunci într-un sistem de axe de coordonate rectangular ($\eta_{ij\text{II}}$, η_{ij}) expresia (27) reprezintă tot o familie de drepte trecînd prin origine. Înclinarea dreptelor este dată de valoarea parametrului $\eta_{ij\text{I}}$.

Cu ajutorul unor nomograme asemănătoare celei din figura 1, cunoscîndu-se randamentele $\eta_{ij\text{I}}$ și $\eta_{ij\text{II}}$ și consumul teoretic ε_i, se poate determina cantitatea de combustibil convențional necesară pentru forarea unei sonde într-un anumit zăcămînt i printr-un anumit procedeu de foraj j.

IV. METODĂ PENTRU PREDETERMINAREA CONSUMURILOR DE ENERGIE PENTRU EXTRACȚIA ȚIȚEIULUI

Un anumit zăcămînt i are o rezervă stabilită de țiței de R_i unități. Din această rezervă, prin diversele metode se pot extrage r_i unități

$$r_i = \rho_i R_i, \tag{28}$$

ρ_i fiind coeficientul de extracție ($\rho_i < 1$).

Suprafața zăcămîntului și condițiile fizico-geologice ale zăcămîntului, precum și regimul de exploatare, reclamă un anumit număr S_i' de sonde în producție.

Producția medie cumulată prestabilită a unei sonde va fi

$$V_i = \frac{r_i}{S_i'} = \frac{\rho_i R_i}{S_i'}, \tag{29}$$

V_i reprezentînd unități de țiței extrase în timpul vieții economice a unei sonde.

Viața economică a unei sonde de producție din zăcămîntul i se notează cu τ_i.

Regimul de producție al unei anumite sonde k dintr-un anumit zăcămînt i poate fi reprezentat printr-o funcție de timp

$$v_{iK} = f_{iK}(t). \tag{30}$$

Relația de mai sus se consideră cunoscută fiind prestabilită pe baza proiectului de exploatare rațională a zăcămîntului.

Conform proiectului de exploatare rațională a zăcămîntului se forează în așa fel încît după un interval de timp ΔT_{iK} de la intrarea în producție a unui grup de N_{iK} sonde intră în producție grupul următor de $N_{i(K+1)}$ sonde.

În ipoteza că extracția se face prin p metode succesive la fiecare sondă, producția cumulată a unei sonde din primul grup N_{i1} de sonde de producție din zăcămîntul i este:

$$V_{i1} = \sum_{L=1}^{p} V_{i1L}\,, \tag{31}$$

unde prin V_{i1L} s-a notat producția unei sonde din prima grupă N_{i1} a zăcămîntului i, pe toată durata exploatării ei prin metoda l.

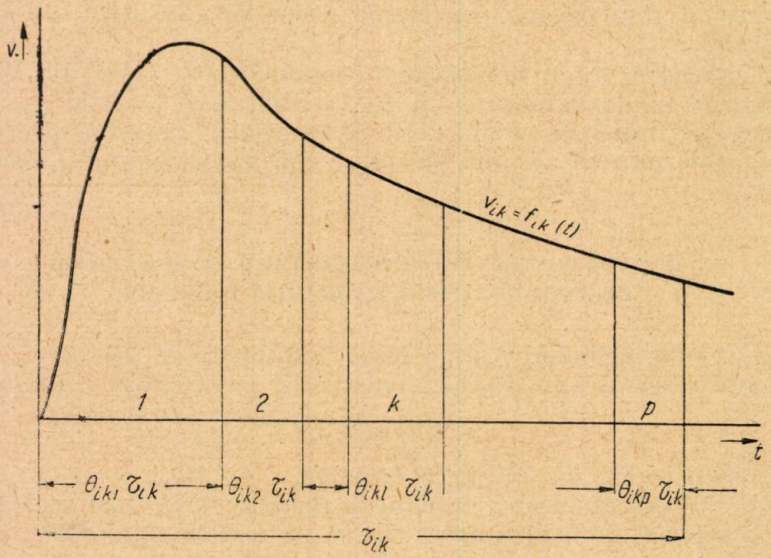


Fig. 2. — Diagrama ipotetică caracteristică de producție a unei sonde.

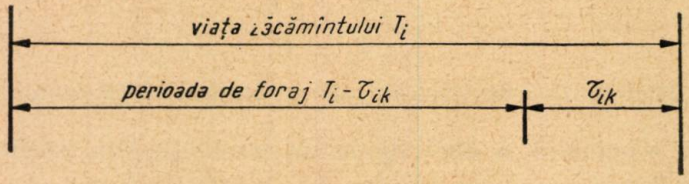


Fig. 3. — Etapele vieții economice a unui zăcămînt.

Figura 2 reprezintă curba ipotetică de exploatare a unei sonde în producție, prestabilită pe baza proiectului de exploatare rațională a zăcămîntului, τ_i fiind viața economică de exploatare a acestei sonde prin cele p metode de extracție.

Viaţa economică T_i a zăcămîntului i cuprinde două etape :
— etapa de foraj exploatare şi producţie : $T_i - \tau_{iK}$;
— etapa de producţie a ultimului grup N_{iK} de sonde.
Se notează cu θ_{iKl} coeficientul de durată al exploatării unei sonde dintr-un anumit grup k din zăcămîntul i prin metoda l.

$$\sum_{l=1}^{p} \theta_{iKl} = 1.$$

Avînd în vedere egalităţile

$$V_{i11} = \int_{0}^{\theta_{i11}\tau_{i1}} f_{i1}(t)\,dt\,; \quad V_{i12} = \int_{\theta_{i11}\tau_{i1}}^{(\theta_{i11}+\theta_{i12})\,\tau_{i1}} f_{i1}(t)\,dt \ldots V_{i1L} = \int_{\tau_{i1}\sum_{l=1}^{L-1}\theta_{i1(L-1)}}^{\tau_{i1}\sum_{l=1}^{L}\theta_{i1l}} f_{i1}(t)\,dt, \qquad (32)$$

şi că

$$S_i = \sum_{K=1}^{o} N_{iK}, \qquad (33)$$

relaţia (31) se poate scrie

$$V_{i1} = V_{i11} + V_{i12} + V_{i13} + \ldots + V_{i1p} = \sum_{L=1}^{p} \int_{\tau_{i1}\sum_{l=1}^{L-1}\theta_{i1(l-1)}}^{\tau_{i1}\sum_{l=1}^{L}\theta_{i1l}} f_{i1}(t)\,dt \qquad (34.1)$$

Producţia cumulată a unei sonde din cea de-a doua grupă de sonde (care intră în producţie după un interval de timp ΔT_{i1} faţă de prima)

$$V_{i2} = \sum_{L=1}^{p} \int_{\Delta T_{i1}+\tau_{i2}\sum_{l=1}^{L-1}\theta_{i2(l-1)}}^{\Delta T_{i1}+\tau_{i2}\sum_{l=1}^{L}\theta_{i2l}} f_{i2}(t)\,dt\,, \qquad (34.2)$$

a uneia din cea de-a treia grupă (care intră în producţie după un interval de timp $\Delta T_{i1} + \Delta T_{i2}$ faţă de prima)

$$V_{i3} = \sum_{L=1}^{p} \int_{\Delta T_{i1}+\Delta T_{i2}+\tau_{i3}\sum_{l=1}^{L-1}\theta_{i3(l-1)}}^{\Delta T_{i1}+\Delta T_{i2}+\tau_{i3}\sum_{l=1}^{L}\theta_{i3l}} f_{i3}(t)\,dt \qquad (34.3)$$

. . . . . .

Producţia cumulată a unei sonde din cea de-a o grupă a zăcămîntului i (care intră în producţie după un interval de timp $\sum_{k=1}^{o} \Delta T_{i\,(k-1)}$ faţă de prima grupă) este

$$V_{io} = \sum_{L=1}^{p} \int_{\sum_{k=1}^{o} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{io} \sum_{l=1}^{L} \theta_{io\,(l-1)}}^{\sum_{k=1}^{o} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{io} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iol}} f_{io}(t)\,dt \quad . \tag{34.0}$$

Producţia cumulată a tuturor sondelor de producţie din zăcămîntul i în decursul vieţii lor economice va fi

$$V_i = \sum_{K=1}^{o} N_{iK} V_{iK}\,, \tag{35.1}$$

sau cu luarea în considerare a relaţiei (28)

$$r_i = \rho_i R_i = \sum_{K=1}^{o} N_{iK} V_{iK}\,, \tag{35.2}$$

N_{iK} fiind numărul de sonde din grupa k a zăcămîntului i.

Prin înlocuirea lui V_{iK} în relaţia (35.2) cu valoarea sa rezultată din relaţia (34.0) se obţine producţia zăcămîntului i realizată prin toate grupele de sonde şi prin toate metodele de extracţie.

$$\rho_i R_i = \sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK\,(l-1)}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}} f_{iK}(t)\,dt \quad . \tag{35.3}$$

Relaţia este aplicabilă tuturor zăcămintelor.

Dacă consumurile specifice energetice medii caracteristice unui zăcămînt i şi unei metode de extracţie l se notează cu : q^*_{iL} şi w^*_{iL}, atunci consumurile totale de energie pentru extracţia cantităţii de ţiţei r_i vor fi

$$Q^*_i = \sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} q^*_{iL} N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK\,(l-1)}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}} f^*_{iK}(t)\,dt \quad , \tag{36}$$

$$W_i^* = \sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} w_{iL}^* N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK(l-1)}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}} f_{iK}^*(t)\, dt \quad . \tag{36}$$

Prin $f_{iK}^*(t)$ s-a notat debitul total de extracţie (ţiţei+apă) în funcţie de timp.

Consumurile specifice energetice medii pentru zăcămîntul i: q_i^* şi w_i^* pot fi calculate cu relaţiile

$$Q_i^* = V_i\, q_i^* \; ; \; W_i^* = V_i\, w_i^* \text{ de unde}$$

$$q_i^* = \frac{Q_i^*}{V_i} \; ; \; w_i^* = \frac{W_i^*}{V_i} \; , \tag{37.1}$$

sau

$$q_i^* = \frac{\sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} q_{iL}^* N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK(l-1)}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}} f_{iK}^*(t)\, dt}{\sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK(l-1)}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}} f_{iK}(t)\, dt} \; ;$$

$$w_i^* = \frac{\sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} w_{iL}^* N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK(l-1)}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}} f_{iK}^*(t)\, dt}{\sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK(l-1)}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}} f_{iK}(t)\, dt} \; . \tag{37.2}$$

Relaţiile (37.2) dau consumurile medii specifice energetice pentru extracţia cantităţii de ţiţei r_i din zăcămîntul i, consumurile totale fiind date de relaţiile (36).

Relaţiile (36) şi (37.2) dau consumurile energetice corespunzător întregii vieţi economice T_i a zăcămîntului i.

IVa. DINAMICA CONSUMURILOR DE ENERGIE PENTRU EXTRACŢIE

Într-un anumit an t_x în zăcămîntul i produc următoarele sonde:

— sondele intrate în producţie în anul t_x

$$S'_{itA};$$

— sondele intrate în producţie înainte de anul t_x şi care în anul t_x produc încă în mod economic

$$S'_{itB}.$$

Deci în anul t_x în zăcămîntul i vor fi în producţie S'_{it_x} sonde

$$S'_{it_x} = S'_{itA} + S'_{itB}. \tag{38}$$

Cu alte cuvinte, în anul t_x *), adică în intervalul de timp $t_x \dots t_x + 1$ produc toate sondele de extracţie care au intrat în producţie în perioada $(t_x - \tau_i) \dots (t_x + 1)$.

Se notează cu $k_{i\,(t_x-\tau)}$ prima grupă de sonde de producţie şi cu $k_{i\,(t_x+1)}$ ultima grupă de sonde de producţie care intră în producţie în intervalul de timp $(t_x - \tau_i) \dots (t_x + 1)$.

Cele S'_{it_x} sonde în producţie în anul t_x — adică în intervalul $t_x \dots (t_x + 1)$ — dau o producţie

$$V_{it_x} = \sum_{K=k_{i(t_x-\tau)}}^{k_{i(t_x+1)}} N_{iK} \int_{t_x}^{t_x+1} f_{iK}(t)\, dt. \tag{39}$$

Pe toate zăcămintele, în anul t_x — adică în intervalul $t_x \dots (t_x + 1)$ — vor fi în producţie S'_{t_x} sonde

$$S'_{t_x} = \sum_{i=1}^{m} S'_{it_x}, \tag{40}$$

care dau o producţie

$$V_{t_x} = \sum_{i=1}^{m} \sum_{K=k_{i(t_x-\tau)}}^{k_{i(t_x+1)}} N_{iK} \int_{t_x}^{t_x+1} f_{iK}(t)\, dt. \tag{41}$$

*) Se convine a se înţelege prin t începutul anului. Deci $t + 1$ este sfîrşitul anului t şi în acelaşi timp începutul anului următor.

Consumurile de energie pentru producția anuală V_{it_x} a unui zăcământ i se pot calcula cu relațiile

$$Q^*_{it_x} = (Q^*_{it_x})_{t+1} - (Q^*_{it_x})_t , \tag{42}$$

în care

$$(Q^*_{it_x})_t = \sum_{K=k(t_x-\tau)}^{k_{t_x}} \sum_{L=1}^{l_{kt_x}} N_{iK} q^*_{iL} \int_{\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}}^{\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK(l-1)}} f^*_{iK}(t)\, dt , \tag{43}$$

$$(Q^*_{it_x})_{t+1} = \sum_{K=k(t_x-\tau)}^{k(t_x+1)} \sum_{L=1}^{l_{k(t_x+1)}} N_{iK} q^*_{iL} \int_{\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl}}^{\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK(l-1)}} f^*_{iK}(t)\, dt . \tag{44}$$

Limita l_{kt_x} din relația (43) se determină din condițiile

$$\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{k_{t_x}} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{l_{kt_x}} \theta_{iKl} \leqslant t_x , \tag{45}$$

și

$$\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{k_{t_x}} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{l_{(kt_x)+1}} \theta_{iKl} > t_x , \tag{46}$$

l_{kt_x} reprezintă ultima metodă de extracție aplicată unei sonde de ordinul k, pînă la momentul $t = t_x$, iar $l_{(kt_x)+1}$ reprezintă procedeul imediat următor.

Se face convenția ca pentru ultimul interval de integrare corespunzător lui $l_{(kt_x)+1}$ limita superioară a integralei să fie t_x (începutul anului t_x) așa după cum s-a arătat în figura 4.

Limita $l_{k(t_x+1)}$ din relația (44) se determină în mod analog din condițiile

$$\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{k(t_x+1)} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{l_{k(t_x+1)}} \theta_{iKl} \leqslant (t_x + 1) \tag{47}$$

și

$$\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{k(t_x+1)} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{l_{k(t_x+1)}+1} \theta_{iKl} > (t_x+1), \quad (48)$$

$l_{k(t_x+1)}$ și $l_{k(t_x+1)+1}$ au semnificații asemănătoare cu l_{kt_x} și $l_{(kt_x)+1}$ dar se referă la momentul $t = t_x + 1$ (fig. 4).

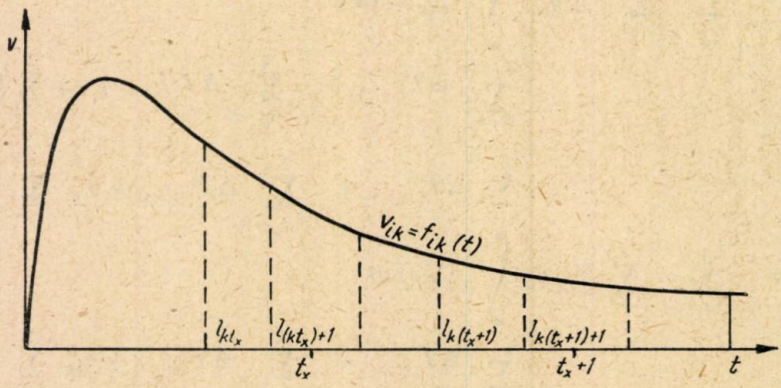


Fig. 4. — Reprezentarea grafică a limitelor de integrare.

În mod similar, consumurile de energie electrică se calculează cu relația

$$W^*_{it_x} = (W^*_{it_x})_{t+1} - (W^{*'}_{it_x})_t \quad (49)$$

$(W^*_{it_x})_{t_i+1}$ și $(W^*_{it_x})_t$ se calculează în mod analog ca și $(Q^*_{it_x})_{t+1}$ și $(Q^*_{it_x})_t$.

Consumurile de energie $Q^*_{t_x}$ și $W^*_{t_x}$ pentru producția anuală V_{t_x} a tuturor zăcămintelor se calculează cu ajutorul relațiilor

$$Q^*_{t_x} = \sum_{i=1}^{m} Q^*_{it_x} \quad \text{și} \quad W^*_{t_x} = \sum_{i=1}^{m} W^*_{it_x}, \quad (50)$$

în care : $Q^*_{it_x}$ și $W^*_{it_x}$ rezultă din relațiile (42) și (49).

Consumurile specifice energetice medii pentru extracția țițeiului din zăcământul i în anul t_x vor fi

$$q^*_{it_x} = \frac{Q^*_{it_x}}{V_{it_x}} \quad \text{și} \quad W^*_{it_x} = \frac{W^*_{it_x}}{V_{it_x}}. \quad (51)$$

Consumurile specifice energetice medii pentru țițeiul extras în anul t_x și prin toate metodele de extracție din toate zăcămintele sînt

$$q^*_{t_x} = \frac{Q^*_{t_x}}{V_{t_x}} \quad \text{și} \quad w^*_{t_x} = \frac{W^*_{t_x}}{V_{t_x}}. \tag{52}$$

Valorile necesare relațiilor (51) și (52) se calculează pe baza relațiilor anterioare.

IV b. CAZURI PARTICULARE

Cazul 1. Dacă se poate găsi prin proiectul de exploatare rațională o diagramă caracteristică care să aproximeze cu o suficientă exactitate evoluția în timp a debitului pe sondă valabilă pentru toate sondele unui anumit zăcămînt i

$$v_i = f_i(t), \tag{53}$$

atunci, considerîndu-se că funcția (53) corespunde primei sonde intrate în producție în zăcămîntul i, pentru sondele următoare curba dată de relația (53) își păstrează forma dar se deplasează față de originea timpului. Se obține

$$v_{i1} = f_{i1}(t) = f_i(t), \tag{54.1}$$

$$v_{i2} = f_{i2}(t) = f_i(t - \Delta T_{i1}), \tag{54.2}$$

$$v_{i3} = f_{i3}(t) = f_i(t - \Delta T_{i1} - \Delta T_{i2}), \tag{54.3}$$

. . . . . .

$$v_{iK} = f_{iK}(t) = f_i\left[t - \sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)}\right]. \tag{54.k}$$

Din relațiile de mai sus rezultă următoarele egalități:

$$\left.\begin{aligned}
&\theta_{i11} = \theta_{i21} = \theta_{i31} = \ldots = \theta_{iK1} = \ldots = \theta_{io1} = \theta_{i1} \\
&\theta_{i12} = \theta_{i22} = \theta_{i32} = \ldots = \theta_{iK2} = \ldots = \theta_{io2} = \theta_{i2} \\
&\theta_{i13} = \theta_{i23} = \theta_{i33} = \ldots = \theta_{iK3} = \ldots = \theta_{io3} = \theta_{i3} \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&\theta_{i1p} = \theta_{i2p} = \theta_{i3p} = \ldots = \theta_{iKp} = \ldots = \theta_{iop} = \theta_{ip}
\end{aligned}\right\} \tag{55}$$

(cel de-al doilea indice se referă la ordinul sondei, cel de-al treilea, la metoda de extracție) și

$$\tau_{i1} = \tau_{i2} = \tau_{i3} = \ldots = \tau_{iK} = \tau_{io} = \tau_i. \tag{56}$$

Cu luarea în considerare a celor de mai sus, rezultă

$$\rho_i R_i = \sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{il}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{i(l-1)}} f_i\left(t - \sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)}\right) dt, \tag{35.3.1}$$

$$Q_l^* = \sum_{K=1}^{o} \sum_{L=k}^{p} q_{iL}^* N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{il}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{i(l-1)}} f_i^*\left(t - \sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)}\right) dt, \tag{36.1}$$

$$W_l^* = \sum_{K=1}^{o} \sum_{L=k}^{p} w_{iL}^* N_{iK} \int_{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{il}}^{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{i(l-1)}} f_i^*\left(t - \sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)}\right) dt, \tag{36.1}$$

$$(Q_{it_x}^*)_t = \sum_{K=k_{(t_x-\tau)}}^{k_{t_x}} \sum_{L=1}^{l_{kt_x}} N_{iK} q_{iL}^* \int_{\sum_{k=1}^{k_{(t_x-\tau)}} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k_{(t_x-\tau)}}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{il}}^{\sum_{k=1}^{k_{(t_x-\tau)}} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k_{(t_x-\tau)}}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{i(l-1)}} f_i^*\left(t - \sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)}\right) dt, \tag{43.1}$$

$$(Q_{it}^*)_{t+1} = \sum_{K=k_{(t_x-\tau)}}^{k_{(t_x+1)}} \sum_{L=1}^{l_{(t_x+1)}} N_{iK} q_{iL}^* \int_{\sum_{k=1}^{k_{(t_x-\tau)}} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k_{(t_x-\tau)}}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{il}}^{\sum_{k=1}^{k_{(t_x-\tau)}} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k_{(t_x-\tau)}}^{K} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{L} \theta_{i(l-1)}} f^*{}_i\left(t - \sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)}\right) dt \tag{44.1}$$

şi

$$\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{k t_x} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{l t_x} \theta_{il} \leqslant t_x , \tag{45.1}$$

$$\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{k t_x} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{l t_x+1} \theta_{il} > t_x , \tag{46.1}$$

$$\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{k(t_x+1)} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{l(t_x+1)} \theta_{il} \leqslant (t_x+1) , \tag{47.1}$$

$$\sum_{k=1}^{k(t_x-\tau)} \Delta T_{i(k-1)} + \sum_{k=k(t_x-\tau)}^{k(t_x+1)} \Delta T_{i(k-1)} + \tau_i \sum_{l=1}^{l(t_x+1)+1} \theta_{il} > (t_x+1) . \tag{48.1}$$

Pentru a găsi — în cazul considerat — toate mărimile ce prezintă interes şi care au fost stabilite pentru cazul general, se înlocuiesc relaţiile de la (35.3) pînă la (52) cu cele corespunzătoare cazului particular tratat mai sus.

Cazurile 2. S-a făcut ipoteza că se forează în aşa fel încît după un interval de timp ΔT_{iK} de la intrarea în producţie a unui grup de N_{iK} sonde, intră în producţie cu alt grup de $N_{i(K+1)}$ sonde, (N_{iK} avînd valori cuprinse între 1 şi k sonde).

Relaţiile au fost deduse în această ipoteză, corespunzătoare cazului celui mai general posibil.

Se mai tratează următoarele cazuri particulare :

2 *a*) Ritm de foraj neuniform în timp, dar făcut în aşa fel încît de fiecare dată să intre în producţie simultan un număr constant de sonde, ceea ce se exprimă prin

$$\Delta T_{i1} \neq \Delta T_{i2} \neq \ldots \neq \Delta T_{ik} \neq \ldots \neq \Delta T_{io} \tag{57}$$

$$N_{i1} = N_{i2} = \ldots = N_{iK} = \ldots = N_{io} = N_i . \tag{58}$$

2 *b*) Ritm de foraj uniform în timp, dar făcut în aşa fel încît de fiecare dată să intre simultan în producţie un număr diferit de sonde, adică

$$\Delta T_{i1} = \Delta T_{i2} = \ldots = \Delta T_{ik} = \ldots = \Delta T_{io} = \Delta T_i \tag{59}$$

$$N_{i1} \neq N_{i2} \neq N_{i3} \neq \ldots \neq N_{iK} \neq \ldots \neq N_{io} \tag{60}$$

rezultă

$$\Delta T_i = \frac{T_i - \tau_i}{o} \tag{61}$$

(o — numărul de grupuri de sonde),

sau

$$o = \frac{T_i - \tau_i}{\Delta T_i} . \tag{61.1}$$

2 *c*) Ritm de foraj uniform în timp și făcut în așa fel încît de fiecare dată să intre simultan în producție un același număr de sonde, adică

$$\Delta T_{i1} = \Delta T_{i2} = \ldots = \Delta T_{ik} = \ldots = \Delta T_{io} = T_i , \tag{62}$$

și

$$N_{i1} = N_{i2} = \ldots = N_{iK} = \ldots = N_{io} = N_i , \tag{63}$$

rezultă

$$\Delta T_i = \frac{T_i - \tau_i}{o} = \frac{T_i - \tau_i}{\frac{S_i'}{N_i}} = \frac{T_i - \tau_i}{S_i'} N_i , \tag{64}$$

sau

$$S_i' = \frac{T_i - \tau_i}{\Delta T_i} N_i . \tag{64.1}$$

2 *d*) Caz special:

$$N_{i1} = N_{i2} = \ldots = N_{iK} = \ldots = N_{io} = 1 \ldots \tag{65}$$

rezultă

$$\Delta T_i = \frac{T_i - \tau_i}{S_i'} \tag{66}$$

sau:

$$S_i' = \frac{T_i - \tau_i}{\Delta T_i} . \tag{66.1}$$

În cazurile 2*b* și 2*c*, în toate relațiile în care intervin sume de ΔT_i, acestea se transformă în produse după egalitatea

$$\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i(k-1)} = (K - 1)\, \Delta T_i . \tag{67}$$

V. CONSUMURILE DE ENERGIE PENTRU ÎNTREGUL PROCES DE FORAJ-EXTRACȚIE

Pentru extragerea cantității de țiței r_i din zăcămîntul i, se consumă următoarele cantități de energie:

Q_i și W_i pentru foraj și Q_i^* și W_i^* pentru extracție.

Deci energia consumată pentru foraj și raportată la unitatea de țiței extras din zăcămîntul i este

$$(q_i)_f = \frac{Q_i}{V_i} = \frac{Q_i}{\rho_i R_i} \quad \text{și} \quad (w_i)_f = \frac{W_i}{V_i} = \frac{W_i}{\rho_i R_i} , \tag{68.1}$$

sau înlocuind valorile Q_i și W_i conform relațiilor (5.4), iar valorile V_i conform relației (35.3) rezultă

$$(q_i)_f = \frac{\sum_{j=1}^{n} q'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij}\, \xi''_{ij} + \varphi'''_{ij}\, \xi'''_{ij})}{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl} \; \sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} N_{iK} \int f_{iK}(t)\, dt}$$

$$\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK(l-1)} \qquad (68.2)$$

$$(w_i)_f = \frac{\sum_{j=1}^{n} w'_{ij} S'_{ij} (1 + \varphi''_{ij}\, \psi''_{ij} + \varphi'''_{ij}\, \psi'''_{ij})}{\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iKl} \; \sum_{K=1}^{o} \sum_{L=1}^{p} N_{iK} \int f_{iK}(t)\, dt}$$

$$\sum_{k=1}^{K} \Delta T_{i\,(k-1)} + \tau_{iK} \sum_{l=1}^{L} \theta_{iK\,(l-1)}$$

Deci consumurile totale de energie pentru extracția unei unități de țiței brut din zăcămîntul i sînt

$$(q_i)_{f+e} = (q_i)_f + q_i^* \quad \text{și} \quad (w_i)_{f+e} = (w_j)_f + w_1^*, \qquad (69)$$

sau

$$(e_i)_{f+e} = [(q_j)_f + q^*] + 860\, [(w_i)_f + w^*], \qquad (70)$$

unde $(q_i)_f$ și $(w_i)_f$ se calculează cu relațiile (68.2) și q^* și w^* cu relațiile (37.2).

Consumurile totale de energie pentru extracția celor r_i unități de țiței brut din zăcămîntul i, inclusiv forajul necesar pentru aceasta, sînt

$$(Q_i)_{f+e} = Q_i + Q_i^*, \quad (W_i)_{f+e} = W_i + W_i^* \qquad (71)$$

sau

$$(E_i)_{f+e} = (Q_i + Q_i^*) + 860\, (W_i + W_i^*). \qquad (72)$$

Consumurile de energie pentru întreaga activitate de foraj — extracție dintr-un anumit an t dat se pot calcula cu ajutorul relațiilor

$$(Q_t)_{f+e} = Q_t + Q_t^*, \quad (W_t)_{f+e} = W_t + W_t^*. \qquad (73)$$

În relațiile de mai sus Q_t și W_t se calculează cu relațiile (5.4) și Q^* și W^* cu relațiile (50) și (49).

Consumul total de energie pentru anul t exprimat în unități termice și corespunzător tuturor zăcămintelor este :

$$(E_t)_{f+e} = (Q_t)_{f+e} + 860\, (W_t)_{f+e}. \qquad (74)$$

VI. INDICATORUL ENERGETIC AL EXPLOATĂRII

Pentru un anumit zăcămînt i, energia Q_{zi} conținută în cantitatea de țiței r_i extrasă, se poate calcula cu relația

$$Q_{zi} = H_i R_i \rho_i, \tag{75}$$

în care prin H_i s-a notat puterea calorică medie a unității de țiței extras din zăcămîntul i.

Raportul dintre cantitatea de energie conținută în cantitatea de țiței brut r_i extras dintr-un anumit zăcămînt i și cantitatea totală de energie consumată pentru forajul și extracția celor r_i unități de țiței brut, reprezintă un indicator energetic al exploatării

$$Y_i = \frac{Q_{zi}}{(E_i)_{f+e}}, \tag{76.1}$$

sau prin înlocuirea valorilor rezultate din relațiile (72) și (75)

$$Y_i = \frac{H_i R_i \rho_i}{(Q_i + Q_i^*) + 860\,(W_i + W_i^*)}. \tag{76.2}$$

Din punct de vedere energetic este necesară îndeplinirea condiției

$$Y_i \geqslant 1, \tag{77.1}$$

ceea ce se reduce la condiția:

$$H_i R_i \rho_i \geqslant (Q_i + Q_i^*) + 860\,(W_i + W_i^*). \tag{77.2}$$

Deci cantitatea de energie conținută în țițeiul extras, trebuie să fie mai mare decît suma consumurilor de energie necesară tuturor operațiilor care au concurat la extracția cantității de țiței r_i.

Dacă se notează cu σ_i prețurile specifice ale energiei, iar relația (77.2) se exprimă în valori bănești, rezultă

$$H_i R_i \rho_i \sigma_{zi} \geqslant Q_i \sigma_{iq} + Q_i^* \sigma_{iq}^* + 860\,(W_i \sigma_{iw} + W_{iw}^* \sigma_{iw}^*), \tag{77.3}$$

de unde

$$\sigma_{zi} \geqslant \frac{Q_i \sigma_{iq} + Q_i^* \sigma_{iq}^* + 860\,(W_i \sigma_{iw} + W_i^* \sigma_{iw}^*)}{H_i R_i \rho_i}. \tag{77.4}$$

Cu ajutorul inegalității de mai sus, se poate determina la ce preț trebuie să revină țițeiul brut, ca exploatarea să fie economică din punct de vedere energetic, ignorînd ceilalți parametri ai prețului de cost.

Relațiile (77.2) și (77.4) stabilesc condițiile energo-economice privind gospodăria de energie pentru exploatarea completă a unui zăcămînt.

Aceste relații stabilesc și viața energo-economică a zăcămîntului exploatat.

În relațiile (77.2) și (77.4) intervin energiile totale obținute și consumate pentru un anumit zăcămînt. Este posibil ca în viața economică de exploatare a zăcămîntului considerat, datorită debitului producției dat de curba din figura 2 și corespunzător unei anumite metode de extracție, relațiile (77.2) și (77.4) aplicate unui anumit moment al exploatării să nu mai îndeplinească condiția de energo-economicitate, deși pentru exploatarea întregului zăcămînt această condiție este îndeplinită. Producția poate totuși continua, cu condiția ca să existe o diferențiere calitativă între energia specifică consumată și energia specifică extrasă. În asemenea cazuri, hotărîtor nu mai este indicatorul energo-economic ci alți indicatori economici, ca de exemplu indicatorul prețului de cost, indicatorul investiției specifice etc.

VII. CONCLUZII

Țițeiul este un purtător de energie primară superior, consumul lui fiind în continuă creștere, atît pe plan național, cît și pe plan mondial.

Ținînd seama de aceasta și datorită extracției țițeiului de la adîncimi din ce în ce mai mari, se impune a se reduce consumurile de energie pentru obținerea lui, cu atît mai mult cu cît o parte din ele sînt acoperite chiar prin consum de țiței, respectiv de derivatele lui.

Rezultă necesitatea cunoașterii consumurilor de energie pentru obținerea țițeiului, precum și a structurii acestor consumuri — foraj și extracție.

În acest scop s-a elaborat o metodă analitică generală pentru predeterminarea consumurilor de energie în industria extractivă a țițeiului.

Metoda introduce *zăcămîntul* ca unitate de exploatare și *sonda convențională* ca unitate de producție, entități ce stau și la baza stabilirii *proiectelor de exploatare rațională a zăcămintelor* pentru realizarea producției de țiței planificate.

Această metodă, sub forma ei cea mai generală, cuprinde întreaga activitate de exploatare în timp a unui ansamblu de zăcăminte dintr-o anumită zonă (țară), fără a deforma procesul ce are loc în mod real. Se dau și cazurile particulare ale cazului general.

Metoda fiind elaborată pentru cazul cel mai general, aplicarea ei permite a se predetermina atît consumul de energie de investit pentru realizarea sondelor convenționale de producție, cît și pentru extracția cantității de țiței planificate. Pe această bază, vor rezulta consumurile totale de energie, precum și cele medii specifice, corespunzător producției de țiței planificate într-un anumit an sau pentru o anumită perioadă.

În felul acesta se pot pune la îndemîna atît a organului de planificare, cît și a celui de exploatare, o serie de indicatori energetici de control.

Metoda poate fi aplicată — partea referitoare la foraj — și în industria extractivă a gazelor naturale.

К УСТАНОВЛЕНИЮ ОБЩЕЙ АНАЛИТИЧЕСКОЙ МЕТОДИКИ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РАСХОДОВ В ДОБЫВАЮЩЕЙ НЕФТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

РЕЗЮМЕ

Нефть является одним из высших носителей первичной энергии; благодаря непрерывному росту ее потребления она занимает важное место в национальном энергетическом балансе. Учитывая это, и благодаря тому, что глубина добычи нефти все больше увеличивается, необходимо уменьшить удельные расходы энергии на ее добычу, это тем более необходимо, потому что часть этих расходов покрывается нефтяным потреблением, соответственно нефтепродуктами.

Из этого вытекает необходимость предварительного знания потребности энергии при добыче нефти, а также структуры этого потребления — бурение и добыча. С этой целью дается общая аналитическая методика для предварительного определения необходимой энергии в добывающей нефтяной промышленности.

В качестве единицы эксплуатации вводится „месторождение", а в качестве производственной единицы вводится „условная производственная вышка". Эти единицы лежат в основе установления „проектов по рациональной эксплуатации месторождения" для получения запланированной продукции нефти.

Имея в виду, что имеются разнообразные методы бурения, добычи и различные виды месторождения, поставленный вопрос является особенно сложным и полностью решается путем создания оригинальной методики. Эта методика рассматривает самый общий возможный случай— без изменения реального процесса — и позволяет выделять конкретные отличительные условия. При применении методики необходимы величины, вытекающие из проектов по рациональной эксплуатации месторождения и величины, которые постоянно учитываются в нефтяной промышленности; следовательно, применение методики не представляет трудности.

Таким образом можно дать планирующим и эксплуатирующим организациям ряд энергетических контрольных показателей.

Метод может быть применен (часть относящаяся к бурению) и в добывающей промышленности природных газов.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Номограмма для определения удельных потребностей энергии для различных методов бурения.

Рис. 2. — Гипотетическая характеристическая производственная диаграмма для вышки.

Рис. 3. — Этапы экономической жизни месторождения.

Рис. 4. — Графическое изображение пределов интегрирования.

CONTRIBUTION À L'ÉTABLISSEMENT D'UNE MÉTHODE ANALYTIQUE GÉNÉRALE PERMETTANT DE PRÉDÉTERMINER LES CONSOMMATIONS D'ÉNERGIE DANS L'INDUSTRIE EXTRACTIVE DU PÉTROLE BRUT

RÉSUMÉ

Le pétrole brut est un porteur d'énergie primaire supérieure. Sa consommation, toujours, croissante, lui donne un poids important dans le bilan énergétique national. Si, tout en tenant compte de cette circonstance, on considère le fait que son extraction est faite à des profondeurs toujours plus grandes, on voit tout de suite la nécessité de réduire les consommations d'énergie requises par cette extraction, surtout en tenant compte qu'elles sont suppléées, en partie, par une consommation du pétrole brut extrait, ou même de ses dérivés.

Il s'ensuit qu'il est utile de connaître au préalable les consommations d'énergie nécessaires pour l'obtention du pétrole brut aussi, bien que la distribution de ces consommations entre le forage et l'extraction.

A cette fin, les auteurs ont élaboré une méthode analytique générale qui permet de prédéterminer les consommations d'énergie dans l'industrie de l'extraction du pétrole.

Leur méthode considère le «gisement» comme unité d'exploitation et la «sonde conventionnelle d'extraction» comme unité de production. Ce sont les entités qui constituent aussi le fondement de l'élaboration «des projets d'exploitation rationnelle des gisements», permettant de réaliser la production de pétrole brut planifiée.

Le problème — particulièrement complexe par suite de la diversité des procédés de forage et d'extraction, et des gisements — est complètement résolu au moyen d'une méthodologie originale qui, tout en traitant du cas le plus général possible, sans déformer le processus réel, permet de faire des particularisations concrètes. L'application de la méthode ne fait appel qu'à des grandeurs résultant des projets d'exploitation rationnelle des gisements et à des grandeurs couramment enregistrées dans une exploitation pétrolière. Aussi, l'application de cette méthode n'offre point de difficultés.

Ceci permet de mettre à la disposition des organes de planification, aussi bien que des organes d'exploitation, toute une série d'indices énergétiques de contrôle. En ce qui concerne le forage, la méthode peut également être appliquée dans l'industrie extractive des gaz naturels.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Nomogramme pour établir les consommations spécifiques d'énergie, pour les divers procédés de forage.

Fig. 2. — Diagramme hypothétique caractéristique de la production d'un puits de pétrole.

Fig. 3. — Etapes de la vie économique d'un gisement.

Fig. 4. — Représentation graphique des limites d'intégration.

BIBLIOGRAFIE

1. E. A. G. ROBINSON, G. H. DANIEL, *Le monde a besoin d'une nouvelle source d'énergie.* Actes de la Conférence Internationale de Genève, août 1955. *L'Utilisation de l'énergie atomique à des fins pacifiques.* **I**, Nations Unies, Genève, 1956.
2. I. BLUM, I. SAPHIER, M. ROSENBERG, *Considérations économiques pour la production et l'utilisation des combustibles classiques en Roumanie.* Conférence Mondiale de l'Energie, Montréal, 7—11 septembrie, 1956.
3. — Erdöl und Kohle, *7* (1953); *7* (1954); *6* (1956); *4* (1957); *5* (1958); *5* (1959).
4. M. METSCH, *Proiectarea exploatării zăcămintelor de ţiţei şi gaze.* Manualul Inginerului Petrolist, Capitolul VII, 44, Ed. tehnică, Bucureşti, 1955.
5. A. P. GRILOV, N. N. GLOGOVSCHI, N. N. MIRCINC, M. N. NICOLAEVSCHI, I. A. CIARNII, *Bazele ştiinţifice ale exploatării zăcămintelor petrolifere.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1951.
6. Gr. IOACHIM, *Exploatarea zăcămintelor de ţiţei.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1955.

PROGNOZA REGIMULUI SARCINII SISTEMELOR ELECTROENERGETICE

DE

MIHAI PETCU

Dezvoltarea continuă a tuturor ramurilor economiei naționale și creșterea neîncetată a nivelului de trai al populației provoacă mărirea de la an la an a consumului de energie electrică, ceea ce reclamă instalarea de noi rețele, stații de distribuție, centrale. Pentru planificarea dezvoltării sistemelor electroenergetice, unul din punctele de plecare în calculele tehnico-economice de dimensionare și proiectare, îl constituie curbele de sarcină viitoare a căror determinare cît mai precisă prezintă deci o mare importanță economică, [1], [2], [3], [4], ținînd seama de fondurile mari ce intră în joc.

Prognoza consumului de energie electrică și a regimului sarcinilor se face cu diferite grade de precizie și detaliere, după mărimea intervalelor de timp la care se referă. În cele ce urmează ne referim la prognoze pe termene medii (5÷10 ani) efectuate în scopul stabilirii dezvoltării structurale a sistemelor energetice.

Prognoza consumului anual de energie electrică formînd o problemă distinctă a fost deja tratată în literatură [1], [5], [6] stabilindu-se metode de calcul bazate pe studiul ritmului de creștere și al corelațiilor cu anumiți indici sintetici reprezentativi pentru nivelul de dezvoltare a economiei naționale. De aceea, vom porni de la premisa că valoarea consumului anual de energie electrică a fost stabilită deja pe alte căi și se pune problema să se precizeze modul în care se realizează acest consum, adică regimul sarcinilor. Mărimile cu ajutorul cărora se descrie regimul sarcinilor sînt următoarele [7]: X = sarcina la o anumită oră din zi — în valori raportate la sarcina medie zilnică — concepută ca variabilă aleatoare cu repartiție normală, avînd parametrii μ și σ dați sub forma unor topograme, separat pentru ziua de lucru normală, duminică și luni;

e — energia consumată în ziua de lucru normală medie. Această mărime are o variație periodică anuală și una aperiodică de creștere

continuă. Media mobilă cu ecart de 12 luni $\bar{e} = \frac{1}{12} \sum_{i}^{i+12} e$ indică creşterea continuă iar $Y = \frac{e}{\bar{e}}$ variaţia ritmică anuală datorită anotimpurilor.

La rîndul său Y se poate pune sub forma $Y = y + 1 = V_a y^* + 1$ unde y reprezintă abaterea de la medie, V_a este valoarea maximă pozitivă anuală a acestei abateri iar y^* este o funcţie care indică variaţia standard a sarcinii în timpul anului.

Prognoza regimului sarcinilor constă deci în stabilirea valorilor probabile ale mărimilor de mai sus pentru perioada viitoare considerată.

ANALIZA ŞI SINTEZA CURBELOR DE SARCINĂ

Curba de sarcină a sistemului rezultînd din însumarea sarcinilor diferiţilor consumatori, singura metodă logică pentru predeterminarea sa este însumarea curbelor de sarcină a diferitelor categorii de consumatori, ţinînd seama de ponderea fiecăreia. În acest scop sînt deci necesare două categorii de elemente : pe de o parte, curbele de sarcină tipice pentru diferite categorii de consumatori, iar pe de altă parte, ponderea fiecărei categorii exprimată prin una din mărimile caracteristice : putere instalată, putere abonată, consum de energie, putere cerută la vîrf etc.

Vom prefera a exprima ponderea diferitelor categorii de consumatori referindu-ne la consumul de energie, această mărime fiind nu numai cea mai caracteristică ci şi cea mai uzuală şi mai curent măsurată.

Stabilirea consumului de energie pe categorii de consumatori se poate baza pe planurile de perspectivă de dezvoltare a economiei naţionale, sau se studiază efectuînd prognoze asupra evoluţiei volumului producţiei şi consumurilor specifice ; această problemă prezentînd o importanţă de sine stătătoare este tratată în studii speciale [8].

Curbele de sarcină tipice pentru diferitele categorii de consumatori se pot determina prin metoda eşantioanelor omogene reprezentative, care constă din ridicarea curbelor de sarcină la un număr anumit de consumatori, sau prin metoda regresiei multiple, în care caz cu un volum mult mai redus de măsurători se pot obţine rezultate bune [9]. Pentru aceasta, se ia în considerare o zonă a sistemului alimentată din m staţii de distribuţie, astfel încît fiecare din cele g categorii de consumatori ale căror curbe de sarcină tipice trebuie determinate, să prezinte suficientă omogenitate pe cele m sectoare. Pentru fiecare sector trebuie cunoscute ponderile consumatorilor exprimate prin mărimile caracteristice z_{ij}, ($i = 1, 2,..., g$; $j = 1, 2,...,m$) acestea putînd fi energia consumată, puterea instalată sau o altă mărime asupra căreia ne stabilim.

La fiecare din cele m staţii de distribuţie care alimentează sectoarele respective se ridică curba de sarcină pe un număr de zile succesive n. Sarcina la o anumită oră X_j este suma sarcinilor date de fiecare categorie de consumatori

$$X_j = a_j + b_1 z_{1j} + b_2 z_{2j} + \ldots + b_g z_{gj}, \qquad (1)$$

a_j fiind o constantă de ajustare care provine din suprapunerea unor valori oarecare ale variabilelor aleatoare $b_1, b_2, \ldots b_g$ (în relația (1) prin b_i se înțeleg valorile medii ale acestor variabile aleatoare).

Ecuațiile (1) sînt în număr de m pentru o zi; efectuînd măsurători n zile se obțin mn ecuații

$$X_{jk} = a_{jk} + \sum_{i=1}^{g} b_i z_{ij} \qquad \begin{pmatrix} j = 1, 2, \ldots, m \\ k = 1, 2, \ldots, n \end{pmatrix}$$

Necunoscutele sînt coeficienții b_i în număr de g și constantele a_{jk} în număr de mn, acestea din urmă fiind necunoscute parazite, de valoare relativ mică față de b și care au o prezență efemeră în ecuații.

Conform principiului minimului pătratelor se obțin *ecuațiile normale* punînd condiția ca $\sum a^2$ să fie minimă [10]. Aceste ecuații au forma următoare :

$$\begin{aligned} b_1 S_{11} + b_2 S_{12} + b_3 S_{13} + \ldots + b_g S_{1g} &= S_{10}, \\ b_1 S_{21} + b_2 S_{22} + b_3 S_{23} + \ldots + b_g S_{2g} &= S_{20}, \\ \ldots\ldots\ldots\

în care α_{jk} se deduc în funcție de coeficienții mărimilor X_{jk} care apar în sumele S_{i0}.

Atunci dispersia corespunzătoare mărimii b_i este

$$\sigma_i = \sqrt{\sum_{j=1}^{m} \sum_{k=1}^{n} \alpha_{jk}^2 \sigma_j^2},$$

unde

$$\sigma_j^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^{n} (X_{jk} - \overline{X}_j)^2,$$

și

$$\overline{X}_j = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^{n} X_{jk}.$$

Cu aceasta, mărimea b_i, variabilă aleatoare cu repartiție normală, este complet definită cunoscîndu-i-se valoarea medie și dispersia pentru ora considerată. Repetînd pentru fiecare oră (sau jumătate de oră) acest calcul se obțin curbele de sarcină tipice căutate, date cu zonele lor de variabilitate.

Ca o verificare a calculelor efectuate, multiplicînd curbele $b_i(t)$ cu mărimile caracteristice z_{ij} trebuie să obținem curbele măsurate $X_j(t)$.

Metoda regresiei multiple a fost aplicată deja pentru analiza curbelor de sarcină, obținîndu-se relativ ușor rezultate foarte bune [9].

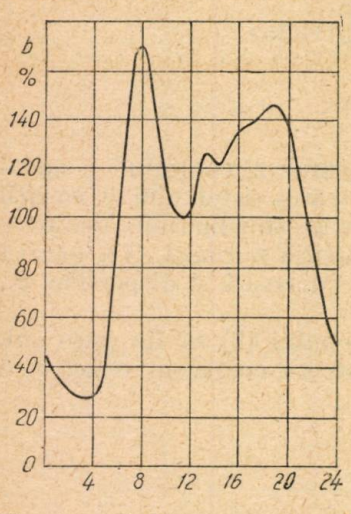


Fig. 1. — Curbă de sarcină tip pentru transport în comun electrificat.

La noi în țară sînt condiții bune pentru aplicarea acestei metode, în special pentru determinarea curbelor de sarcină tip ale consumatorilor casnici, mici ateliere, magazine, instituții, gospodărie comunală etc.

Pentru marii consumatori industriali, al căror număr nu este prea mare, se pot ridica direct curbele de sarcină reale.

Curbele de sarcină tip pe categorii de consumatori trebuie reprezentate în mărimi relative prin raportarea tuturor valorilor la puterea medie (fig. 1).

O atenție deosebită trebuie să se dea modului în care sînt definite categoriile de consumatori, aceasta determinînd în mare măsură precizia și ușurința cu care se face analiza și sinteza curbei de sarcină. La efectuarea acestei operații trebuie să se urmărească ușoara identificare a consumatorilor definiți precum și ca numărul categoriilor să fie cît mai mic, înglobîndu-se în aceeași categorie consumatori omogeni ca tip de consum, chiar dacă sînt diferiți ca natură. De exemplu, industriile pot fi grupate mai bine în categorii după numărul de schimburi decît după natura industriei respective.

De modul cum se definesc categoriile de consumatori și de numărul acestora depinzînd volumul de calcule necesar analizei și sintezei curbelor de sarcină precum și precizia rezultatelor obținute, se va avea în vedere, de asemenea, scopul efectuării prognozei și mijloacele care stau la dispoziție.

La efectuarea sintezei curbei de sarcină viitoare, adică a operațiunii de adunare a sarcinilor parțiale date de fiecare categorie de consumatori, se va avea în vedere că curbele tip pot să varieze în timp, abatîndu-se în oarecare măsură de la curbele tip determinate prin analiza curbelor de sarcină prezente și trecute. Pentru aprecierea acestor tendințe, sînt necesare informații suplimentare asupra utilajului industrial și direcțiilor sale de evoluție, asupra planurilor de electrificare a agriculturii și transporturilor, asupra direcțiilor de evoluție a consumului casnic. Pentru această din urmă problemă se pot organiza relativ ușor anchete asupra unui grup restrîns dar reprezentativ de abonați casnici în scopul strîngerii de informații privind structura consumului casnic, gradul de saturație cu aparataj electrocasnic, gradul de utilizare al acestuia precum și referitoare la compoziția familiei, venituri, locuință și alți indici necesari pentru stabi-

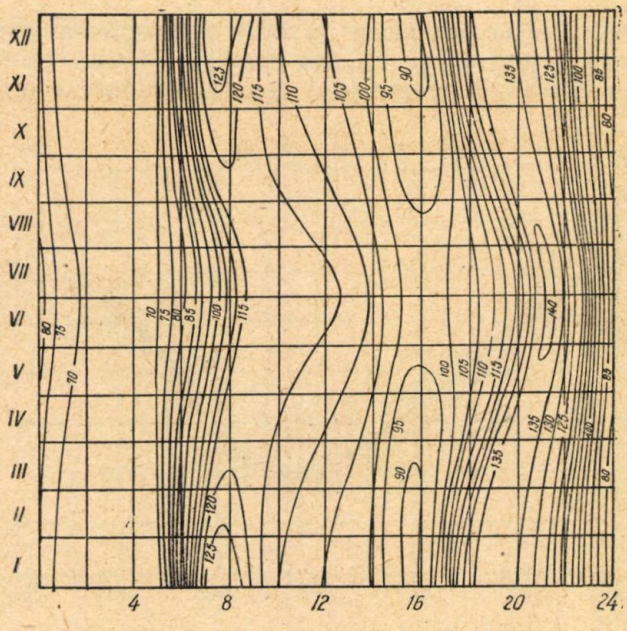


Fig. 2. — Topograma valorii μ pentru ziua de lucru.

lirea de corelații. O astfel de anchetă efectuată la Viena în rîndul salariaților întreprinderii de electricitate a permis tragerea unor concluzii valabile pentru evoluția viitoare a consumului [11].

Lucrările de analiza și sinteza curbelor de sarcină trebuie concretizate sub forma unor topograme în care să se reprezinte în mărimi rela-

tive (în procente față de puterea medie), variația sarcinei în cursul celor 24 ore și de-a lungul anului. Pentru calcule poate fi preferabilă prezentarea tabelară. Topogramele (sau tabelele) se dau separat pentru zilele de lucru normale, zilele de luni și cele de duminică, atît pentru valorile medii cît și pentru dispersii.

Topogramele obținute prin analiză și sinteză, cum s-a arătat mai sus, diferă de topogramele sarcinii actuale, numai în măsura în care intervin modificări importante ale structurii consumatorilor sau modificări însemnate ale regimului unora dintre categorii. Însă aceste modificări au loc destul de lent așa încît dacă este vorba de prognoze pe termen scurt sau de prognoze cu caracter orientativ nu va fi prea incorect să se considere topogramele tip actuale ca păstrîndu-și valabilitatea (eventual cu mici corecții empirice).

PROGNOZA VARIAȚIEI ANUALE

Mărimile a căror prognoză permite cunoașterea variației anuale viitoare a sarcinii sînt y^* și V_a, așa cum s-a arătat în introducere.

y^* este o funcție care reprezintă variația standard a sarcinii în timpul

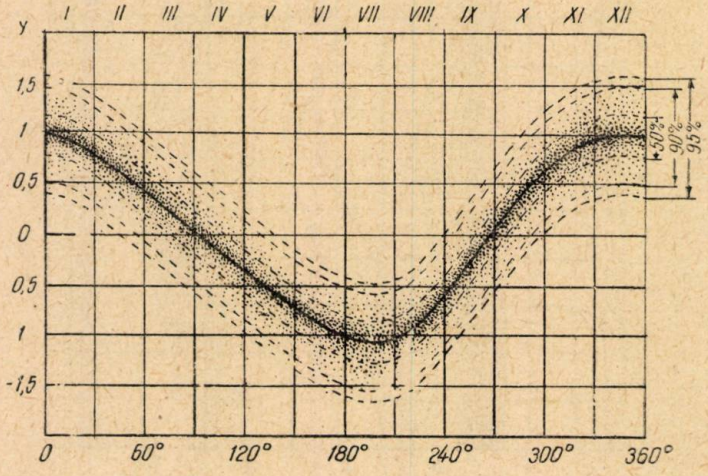


Fig. 3. — Funcția y^* : variația standard a sarcinii în timpul anului.

anului, dată ca valoare medie a unei variabile aleatorii. În altă lucrare [7] s-a constatat prin studiul unor sisteme energetice diferite ca structură („București" între 1930—1943 și „R.P.R." între 1951—1959) că această funcție rămîne neschimbată perioade îndelungate, chiar dacă structura consumului se modifică.

De aceea, funcția stabilită (fig. 3), a cărei expresie aproximativă, cuprinzînd primele 4 armonice din dezvoltarea Fourier este

$$y^* \simeq 0{,}0205 \sin \varphi + 1{,}0035 \cos \varphi - 0{,}1308 \sin 2\varphi - 0{,}0181 \cos 2\varphi +$$
$$+ 0{,}0185 \sin 3\varphi - 0{,}0001 \cos 3\varphi - 0{,}0159 \sin 4\varphi + 0{,}0047 \cos 4\varphi =$$
$$= 1{,}0037 \cos (\varphi + 1°10') + 0{,}132 \sin (2\varphi + 7°57') +$$
$$+ 0{,}0185 \sin (3\varphi - 0°20') + 0{,}0166 \sin (4\varphi - 16°20'),$$

unde φ reprezintă timpul : 1 an = 360°, poate fi utilizată pentru efectuarea prognozelor. Abaterile întîmplătoare în jurul valorii medii dată de y^* au repartiție normală, dispersia menținîndu-se constantă în timpul anului și avînd valoarea 0,3.

V_a este amplitudinea variației anuale. În studiul efectuat asupra sistemelor energetice din R.P.R. amintit mai sus, s-a constatat o mare stabilitate a acestei valori pe perioadele respective și anume : $V_a = 0{,}15$ în cazul sistemului „București" între 1930—1943 și $V_a = 0{,}1$ pentru „R.P.R." 1951—1959, valoarea mai mică din ultimul caz explicîndu-se prin ponderea mai mare a consumatorilor industriali cu regim mai puțin influențat de schimbarea anotimpurilor.

Ținînd seama de dependența valorii V_a de structura consumatorilor la efectuarea prognozei se va avea în vedere schimbarea structurii consumatorilor, valoarea V_a putînd fi considerată staționară dacă structura sistemului nu se schimbă simțitor sau dacă schimbările conduc la compensări reciproce ale regimului. Cu mărimile V_a și y^* variația anuală este definită ca formă. Valorile absolute rezultă din relația

$$e = \bar{e}\,(1 + V_a y^*),$$

unde $\bar{e}$ (media mobilă cu ecart de 12 luni a energiei consumate în ziua de lucru) se obține din prelucrarea convenabilă a datelor privind evoluția consumului anual de energie, care prin premisă au fost presupuse cunoscute, fiind determinate pe alte căi.

Această prelucrare constă din determinarea numărului de zile de lucru echivalente din fiecare an N_a pe baza succesiunii reale a sărbătorilor și cu ajutorul coeficienților de raportare

$$K_L = \frac{e_L}{e}; \quad K_D = \frac{e_D}{e}; \quad K_S = \frac{e_S}{e}, \tag{3}$$

unde e_L, e_D, e_S reprezintă respectiv energia consumată în zilele de luni, duminică, sărbătoare. Coeficienții K_L și K_D se determină din topogramele pentru anul respectiv raportînd valorile indicate pentru ora 0(24) în zile adiacente,

$$K_L = \frac{X^{(0)}}{X_L^{(24)}}, \quad K_D = \frac{X^{(24)}}{X_D^{(0)}},$$

$X_L^{(24)}$ este puterea indicată în topograma (cu valori raportate la puterea medie) pentru ziua de luni la ora 24 ; $X_D^{(0)}$ pentru duminică la ora zero ; iar $X^{(0)} = X^{(24)}$ pentru ziua de lucru.

S-a arătat [12] că coeficienții de raportare nu se schimbă decît foarte lent în cursul anilor, în cazul intervenției unei modificări a ponderei instalațiilor industriale ca funcționare continuă, fără pauză de duminică. De aceea, prognoza coeficienților de raportare se poate face eventual separat de prognoza topogramelor, constituind totodată o verificare a acesteia. Pentru K_S este necesară o prognoză specială, avînd în vedere caracteristicile fiecărei sărbători. Calculînd cu coeficienții $K_L = 0{,}94$ și $K_D = 0{,}77$ s-au obținut pentru anii 1951—1959 valori N_a cuprinse între 341 și 342 zile de lucru echivalente pe an.

Cunoscînd N_a se determină $e^* = \frac{E_a}{N_a}$ media anuală a energiei consumate în ziua de lucru.

Valorile e^* se succed ca termenii unei progresii geometrice cu rația

$$r_n = \frac{e_n^*}{e_{n-1}^*}.$$

Cunoscînd e_n^* și r_n se poate determina variația lui $\bar{e}$ în cursul anului punînd condiția ca funcția exponențială

$$\bar{e} = ka^t$$

să fie cuprinsă între $\bar{e}_0$ și $r_n\bar{e}_0$ cînd t variază de la 0 la $T = 1$ an și să aibă valoarea medie

$$\frac{1}{T}\int_0^T ka^t\,dt = e_n^*.$$

Pentru simplificare se poate considera variația lui $\bar{e}$ în cursul anului ca liniară, aceasta fiind o aproximație foarte bună a evoluției reale.

INDICI DE PRECIZIE A PROGNOZEI

Ținînd seama de caracterul aleator al unei mărimi prognosticate, se prezintă necesitatea de a exprima cantitativ precizia prognozei, în funcție de relațiile utilizate și de natura diferiților parametri care intervin.

Pentru a determina curba de sarcină $P(t)$ într-o anumită zi din anul n se utilizează mărimile studiate în paragrafele precedente

$$P(t) = X(t)\frac{1}{24}\bar{e}\,(1 + V_a y^*), \tag{4}$$

$X(t)$ fiind curba de sarcină așa cum rezultă din topograma cu valori raportate la medie, pentru ziua considerată. S-a arătat că X și y^* sînt mărimi aleatoare, V_a este un coeficient iar $\bar{e}$ s-a presupus cunoscut.

Din punctul de vedere al efectuării prognozei, toate aceste mărimi trebuie să fie considerate ca aleatoare în sensul că, deși în realitate ar fi prin natura lor niște constante, valoarea pe care o indicăm pentru viitor nu este unică și bine determinată ci oscilează într-un anumit domeniu.

mai mare sau mai mic după amploarea informațiilor care au condus la prognoza respectivă. Cu cît informațiile sînt mai bogate și mai sigure și cu cît termenul pentru care se face prognoza este mai apropiat, cu atît domeniul se îngustează, ajungîndu-se la limită la o constantă. În cazul unei mărimi ca y^*, care prin natura ei este aleatoare, limita este tocmai variabilitatea intrinsecă a ei, despre care s-a tratat în paragrafele precedente și care se caracterizează printr-o repartiție normală.

Asupra legii de repartiție a valorii prognosticate nu știm însă nimic. Pentru a o deduce trebuie să avem în vedere modul de formare al acestei valori. Dacă valoarea se formează prin efectuarea de produse, se consideră pe motive de simetrie a relațiilor de recurență, că logaritmul său este normal repartizat. Dacă formarea se bazează pe însumări, valoarea prognosticată are lege de repartiție normală.

Fără a intra în examinarea amănunțită a legilor de repartiție ale valorilor prognosticate se pot indica totuși preciziile cu ajutorul dispersiilor proprii acestor valori.

Se știe că în cazul unui produs de variabile aleatoare

$$W = U.V$$

dispersiile factorilor sînt legate prin relația

$$\frac{\sigma_W^2}{\overline{W}^2} = \frac{\sigma_U^2}{\overline{U}^2} + \frac{\sigma_V^2}{\overline{V}^2}.$$

În (4) constatăm că avem de-a face cu produsul valorilor V_a y^* și apoi după adunarea unei constante (care nu schimbă dispersia) produsul mai capătă doi factori : X și $\overline{e}$.

Deci, se poate scrie relația

$$\frac{\sigma_P^2}{\overline{P}^2} = \frac{\sigma_\mu^2}{\overline{\mu}^2} + \frac{\sigma_{\overline{e}}^2}{(\overline{e})^2} + \frac{\sigma_{V_a}^2}{\overline{V}_a^2} + \frac{\sigma_{y^*}^2}{\overline{y}^{*2}}.$$

Valorile medii care apar la numitor sînt tocmai valorile prognosticate, ca valori cele mai probabile ale variabilelor aleatoare respective.

Un studiu mai complet al preciziei prognozei se poate face prin găsirea expresiilor care leagă intervalele confidențiale, de probabilitatea ca valoarea viitoare să se găsească în interiorul lor.

CONCLUZII

Prognoza regimului sarcinilor unui sistem electroenergetic se poate realiza cu un grad de siguranță ridicat numai dacă se dispune de informații ample și sigure asupra structurii viitoare a consumatorilor. Chiar dacă informațiile nu sînt suficiente prognozele efectuate prezintă un grad de siguranță satisfăcător, datorită faptului că mărimile caracteristice variază puțin în funcție de structura consumatorilor iar aceasta se modifică lent.

Pentru îmbunătățirea preciziei prognozei topogramelor de sarcină se pot întreprinde studii statistice asupra consumatorilor folosind metoda

regresiei multiple, care permite obținerea de rezultate bune, cu un volum relativ mic de măsurători.

În același scop, sînt utile anchete statistice asupra unor eșantioane de consumatori.

Este necesar ca fiecare valoare prognosticată să fie însoțită de indicele de precizie corespunzător.

ПРОГНОЗ РЕЖИМА НАГРУЗКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

РЕЗЮМЕ

Для осуществления прогноза режима нагрузки электроэнергетической системы используется группа показателей , которые описывают этот режим. Изучается прогноз каждого показателя в отдельности, причем указывается необходимость выражать каждый раз и степень точности предсказываемой величины.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Типовая кривая нагрузки для общественного электрифицированного транспорта.

Рис. 2. — Топограмма величины μ для рабочего дня.

Рис. 3. — Функция y^* : стандартное изменение нагрузки в течение года.

PRÉVISION DU RÉGIME DE CHARGE DES SYSTÈMES ÉLECTRO ÉNERGÉTIQUES

RÉSUMÉ

Afin de prévoir le régime de charge d'un système électro-énergétique, l'auteur utilise un groupe d'indices capables de décrire ce régime. Il étudie la prévision de chacun de ces indices et montre la nécessité d'exprimer en outre, chaque fois, la mesure de la précision afférente à la valeur prévue.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Courbe de charge type dans le cas d'un transport en commun électrifié.

Fig. 2. — Topogramme de la valeur μ pour une journée de travail.

Fig. 3. — Fonction y^* : variation standard de la charge durant une année.

BIBLIOGRAFIE

1. M. WOLF, *Enzyklopädie der Energiewirtschaft.* Zweiter Band. *Belastungskurven und Dauerlinien in der elektrischen Energiewirtschaft.* Springer Verlag-Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1959.
2. Б. А. ГУРЕВИЧ, *Вопросы определения перспективных режимов электрической нагрузки в ЕЭС.* Din monografia: *Основные вопросы планирования Единой Энергетической Системы СССР.* Издат. Академии Наук СССР, Москва, 1959.
3. G. M. KRZYZANOWSKY, W. I. WEJC, *Podstawy techniczno-ekonomiczne zjednoczonego uktadu energetycznego Zwiazku Radzieckiego.* Przeglad elektrotechniczny, **XXXIV**, *8—9*, 415—425 (1958).
4. Z. PAWLICZEK, *Sposob pokrywania wykresu obciazenia w uktadzie wspotpracujacym z elektrowniam jadrowymi.* Przeglad elektrotechniczny, **XXXIV**, *8—9*, 441—447 (1958).
5. T. MICLESCU, *Precizia prognozelor.* Studii şi cercetări de energetică, **10**, *2* (1960).
6. I. SAPHIER, *Metode sintetice de stabilire a necesarului de energie în perspectivă.* Energetica, **8**, *3* (1960).
7. M. PETCU, *Sistem de indici pentru descrierea curbelor de sarcină.* Studii şi cercetări de energetică, **10**, *3* (1960).
8. A. DUMITRESCU, M. ELEFTERESCU, ST. KOVACS, *Determinarea necesarului de energie pentru planul de perspectivă pe baza dinamicii consumurilor specifice energetice.* Energetica, **7**, *2* (1959).
9. CH. MOREL, *De l'analyse des courbes de charge par la méthode de régression multiple.* Bulletin A.S.E., **46**, *11* (1955).
10. A. G. WORTHING, J. GEFFNER, *Treatment of experimental data.* New York, 1943; *Prelucrarea datelor experimentale.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1959.
11. O. HERBATSCHEK, *Méthode pour déterminer la part de la consommation domestique à la charge totale d'une entreprise électrique.* Bulletin A.S.E., **49**, *8* (1958).
12. FR. WEISSERT, *Die Bewartung der einzelnen Wochentage beim statistischen Vergleich von Zahlenreihen.* Elwirtsch., **53**, *1* (1954).

DETERMINAREA TEMPERATURII FOCARELOR CU COMBUSTIBILI LICHIZI SAU GAZOŞI ÎN DIFERITE CONDIŢII DE FUNCŢIONARE

DE

N. ANTONESCU

1. INTRODUCERE

În condiţiile reale de exploatare, regimul termic al focarelor este determinat de un număr mare de parametri, dintre care unii sînt impuşi, ca : sarcina termică, calitatea combustibilului şi limita inferioară a excesului de aer, iar alţii sînt aleşi de către personalul de deservire, ca : valoarea excesului de aer, temperatura de preîncălzire a aerului şi cantitatea de aer preîncălzit din cantitatea totală de aer utilizată la ardere.

Aceşti parametri de exploatare, alături de parametrii constructivi, determină regimul termic al fiecărui focar, regim termic care trebuie să fie astfel ales încît să conducă la o ardere economică a combustibilului şi la o funcţionare corectă a suprafeţelor radiante şi convective ale cazanului.

Cunoaşterea regimului termic al focarelor în diferite condiţii de exploatare, este necesar pentru determinarea siguranţei circulaţiei naturale în sistemul fierbător radiant al cazanului, pentru determinarea variaţiei temperaturii aburului supraîncălzit funcţie de regimul de lucru — atît pentru cazul cînd supraîncălzitorul este o suprafaţă convectivă, cît şi pentru cazul cînd el este combinat din suprafeţe radiante şi convective — şi, în sfîrşit, pentru păstrarea regimului economic de ardere a combustibililor.

În calculele de proiectare a cazanelor pentru aprecierea funcţionării focarelor în diverse condiţii de exploatare sînt necesare calcule laborioase care se reiau pentru fiecare regim analizat. Pe de altă parte, chiar şi un număr mare de regimuri calculate nu pot da o imagine clară asupra funcţionării cazanului în exploatare şi asupra ponderii diferiţilor parametri funcţionali în determinarea regimului termic al focarului.

În exploatare, posibilitatea găsirii regimului optim de funcționare a focarelor printr-o metodă simplă și rapidă nu există, stabilirea regimului de lucru făcîndu-se după experiența personalului de deservire, adesea cu consecințe economice și funcționale defavorabile.

În lucrarea de față, se propune o metodă simplă, grafică, de determinare a regimului termic al focarelor, ținînd seama de variația posibilă a tuturor factorilor funcționali, pentru cazul cel mai frecvent în țara noastră, de ardere a combustibililor lichizi sau gazoși. Ca parametri funcționali pentru acest caz se studiază : sarcina cazanului (debitul de combustibil), excesul de aer, cantitatea de aer preîncălzit, temperatura de preîncălzire a aerului și compoziția combustibilului, respectiv puterea lui calorică.

În metoda preconizată, urmărindu-se în special reducerea timpului necesar calculelor de determinare a regimurilor de lucru și estimarea calitativă a influenței diferiților factori funcționali asupra temperaturii focarului, se vor admite unele aproximații atît în privința formulelor de schimb de căldură utilizate cît și în privința relațiilor analitice între entalpia și temperatura gazelor de ardere. Pentru îmbunătățirea preciziei metodei, cît și pentru eliminarea din formule, respectiv diagrame, a termenilor constanți caracterizînd constructiv focarul, se utilizează metoda raportării regimurilor, regimul de referință fiind calculat cu formule de calcul cît mai exacte, sau determinat experimental.

2. RELAȚII DE CALCUL

Temperatura focarului se calculează după relațiile de schimb de căldură prin radiație și din bilanțul termic al focarului

$$Q_R = C_R \psi F_R \left(\frac{T_F}{100}\right)^4, \tag{1}$$

unde

C_R = un produs de coeficienți care ține seama de combustibil, condiții de ardere și coeficienți de negreală,

ψ = factorul de formă al ecranelor,

T_F = temperatura absolută la capătul focarului, și

$$Q_R = B\,(I_0 - I_F) \tag{2}$$

unde

I_0 = entalpia gazelor pentru temperatura teoretică de ardere (kcal/kg sau kcal/Nm^3),

I_F = entalpia gazelor de ardere pentru temperatura de la sfîrșitul focarului (kcal/kg sau kcal/Nm^3),

B = debitul de lucru al combustibilului (kg/h sau Nm^3/h).

Relația dintre entalpii și temperaturi, prezentată în calculele obișnuite prin diagrama $I - t$ a combustibilului, poate fi determinată analitic asimilînd curba $I - t$ cu o exponențială de forma

$$I = a\,t^n + b, \tag{3}$$

unde a, b și n sînt parametrii depinzînd de natura combustibilului și de excesul de aer în gazele de ardere.

Alegerea unei relații exponențiale pentru exprimarea analitică a relației între entalpii și temperaturi este justificată prin necesitatea de a obține erori cît mai mici în intervalul de temperaturi specific funcționării focarelor. În cazul alegerii unei relații parabolice de forma $I'' = a_2 t^2 + b_2$ sau a unei relații liniare de forma $I' = a_1 t + b_1$, relații utilizate uneori în calcule termice simplificate, se obțin erori relativ mari, erori care devin inadmisibile pentru cazul de față unde intervin în calcule diferențe de entalpii.

În tabela 1 se dau comparativ erorile (ε) ce se obțin în cazul asimilării diagramei $I - t$ cu o relație liniară, parabolică și exponențială. Calculele s-au făcut pentru combustibilul gaz metan, constantele relațiilor fiind determinate din condiția de coincidență a curbei reale și a curbelor aproximate în punctele de $t = 1000°C$ și $t = 2000°C$ (vezi tabela 1).

Din analiza valorilor relative ale erorilor se constată că cea mai bună aproximare a diagramei $I - t$ se obține prin relația exponențială și deoarece utilizarea unei astfel de relații nu introduce complicații în desfășurarea calculelor ce se vor prezenta în continuare, aceasta a putut să fie adoptată.

Pentru determinarea celor trei parametri din relația (3) sînt necesare trei condiții; aceste condiții se aleg astfel încît eroarea curbei exponențiale față de curba reală $I - t$ să fie cît mai mică. Pentru calculele de focare, interesează în principal domeniul de temperaturi a gazelor de ardere dintre circa 900 și 2000°C, corespunzînd domeniului de temperaturi a focarului și domeniului temperaturilor teoretice de ardere. Pe de altă parte este necesar ca precizia relației să fie cît mai mare în intervalul 900—1200°C, relația folosind la determinarea temperaturii focarului.

Se aleg în consecință, drept condiții de determinare a parametrilor, coincidența curbei și relației analitice în punctele de 1000 și 2000°C și egalitatea coeficienților unghiulari ai curbei reale și relației analitice într-un punct oarecare din intervalul 900—1000°C.

Analitic, condițiile sînt

$$I^*_{1\,000} = a.\ 1\,000^n + b, \tag{4}$$

$$I^*_{2\,000} = a.\ 2\,000^n + b, \tag{5}$$

$$\frac{I^*_{1\,000} - I^*_{900}}{1\,000 - 900} = \left(\frac{dI}{dt}\right)_{1\,000} = n\,a\,1\,000^{n-1}, \tag{6}$$

unde s-au notat cu I^* entalpiile reale și cu I entalpiile rezultate din ecuația (3).

Din relațiile (4), (5), (6) se determină parametrii necunoscuți cu formulele

$$a = \frac{I^*_{2\,000} - I^*_{1\,000}}{2\,000^n - 1\,000^n}, \tag{7}$$

$$\frac{2\,000^n - 1\,000^n}{n.\ 1\,000^{n-1}} = 100\,\frac{I^*_{2\,000} - I^*_{1\,000}}{I^*_{1\,000} - I^*_{900}}, \tag{8}$$

$$b = I^*_{1\,000} - a\,1\,000^n. \tag{9}$$

Tabela 1

Temp. °C	Entalpia reală $\frac{kcal}{Nm^3}$	Relaţie liniară: unde $I' = a_1 t + b_1$, $a_1 = 4{,}5891$, $b_1 = -677{,}3$			Relaţie parabolică: $I'' = a_2 t^2 + b_2$, $a_2 = 1{,}5297 \cdot 10^{-3}$, $b_2 = 2382{,}1$			Relaţie exponenţială: $I = at^n + b$, $n = 1{,}164$, $a = 1{,}19138$, $b = 212{,}6$		
t	I^*	I'	$I^* - I'$	$\varepsilon\%$	I''	$I^* - I''$	$\varepsilon\%$	I	$I^* - I$	$\varepsilon\%$
200	708,8	240,5	468,3	−66,2	2443,3	1734,5	+245	780,8	72	+10,2
400	1452,4	1158,3	294,1	−20,2	2626,9	1174,5	+ 81	1486,2	33,8	+ 2,3
600	2235,3	2076,2	159,1	− 7,1	2932,8	697,5	+ 31	2253,4	18,1	+ 0,81
800	3057,4	2994,0	63,4	− 2,1	3361,1	303,7	+ 9,9	3064,8	7,4	+ 0,24
1 000	3911,8	3911,8	0	0	3911,8	0	0	3911,8	0	0
1 200	4793,7	4829,6	35,9	+ 0,75	4584,9	208,8	− 4,4	4786,3	7,4	− 0,16
1 400	5697,4	5747,4	50	+ 0,88	5380,3	317,1	− 5,4	5684,6	12,8	− 0,22
1 600	6618,7	6665,3	46,6	+ 0,72	6298,1	320,6	− 4,8	6604,4	14,3	− 0,22
1 800	7554,4	7583,1	28,7	+ 0,38	7338,3	216,1	− 2,9	7544,4	10	− 0,13
2 000	8500,9	8500,9	0	0	8500,9	0	0	8500,9	0	0

În tabela 2 se dau valorile expresiei ajutătoare $A = \frac{2\,000^n - 1\,000^n}{n.\,1\,000^{n-1}}$ pentru diferite valori ale parametrului n.

Tabela 2

n	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	1,20
A	1039,6	1043,7	1047,8	1052	1056,1	1060,1	1064,2	1068,7	1073	1076,5	1081,2

Pentru determinarea parametrilor caracteristici ai combustibililor gazoşi naturali, s-au calculat valorile respective pentru combustibilii prezentaţi în lucrarea [3]; avînd în vedere compoziţia acestora, redată în tabela 3, se poate afirma că valorile caracteristice găsite vor corespunde şi combustibililor gazoşi naturali ai ţării noastre, care nu prezintă o structură diferită.

În tabela 3 se dă compoziţia chimică şi puterea calorică a combustibililor gazoşi studiaţi, numărul de ordine corespunzînd cu cel din lucrarea [3] amintită.

Tabela 3

Nr.	H_u	H_2S	O_2	CH_4	C_2H_2	C_3H_8	C_4H_{10}	C_4H_{12}	N_2
26	7 946	—	—	88	1,9	0,2	0,3	—	9,3
27	8 109	1	—	76,7	4,5	1,7	0,8	0,6	14,5
28	8 039	—	—	92,2	0,8	—	0,1	—	6,9
29	8 560	—	—	94,0	1,2	0,7	0,4	0,2	3,3
30	8 391	—	—	97,9		0,1			1,8
31	8 523	—	—	97,9	0,5	0,2	0,1	—	1,2
32	8 489	—	—	98	0,4	0,2	—	—	1,3
33	8 472	—	0,2	89,9	3,1	0,9	0,4	—	5,2

Parametrii caracteristici ai acestor combustibili, pentru excesul de aer $\lambda = 1$, se aliniază cu abateri mici funcţie de puterea calorică H_u a combustibilului (fig. 1), rezultînd valorile numerice şi relaţiile date în tabela 4.

Tabela 4

H_u	7 900—8 600	Abatere maximă
a	$0{,}12\frac{H_u}{1\,000} + 0{,}172$	0,9%
n	1,161	0,085%
b	200	

Pentru determinarea aceloraşi parametri caracteristici ai combustibililor lichizi s-au calculat valorile respective pentru 8 sorturi de păcură a

căror analiză şi putere calorică era cunoscută şi în care se încadrează şi combustibilii noştri industriali.

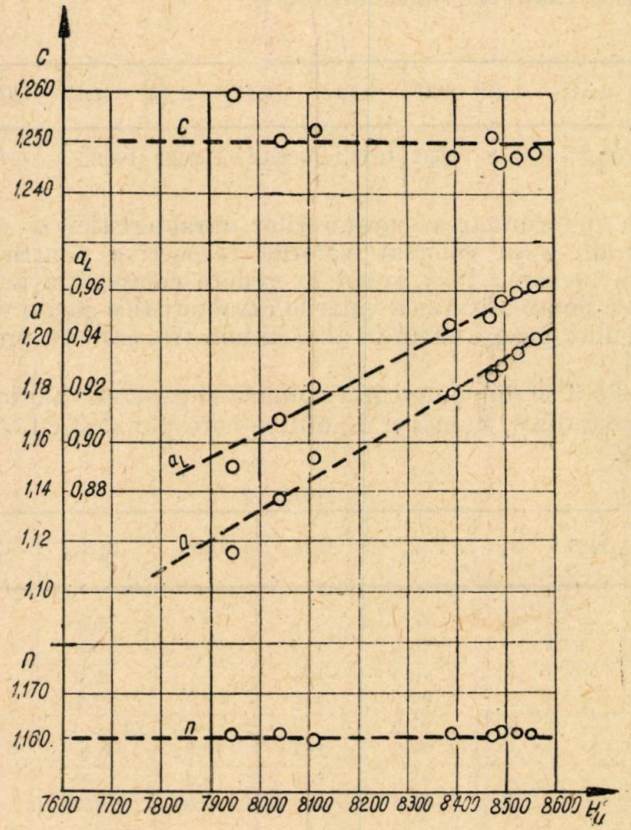


Fig. 1. — Parametrii caracteristici ai combustibililor gazoşi naturali funcţie de puterea lor calorică.

Aceşti combustibili sînt prezentaţi în tabela 5.

Tabela 5

Combustibil	Referinţă	H_u	Compoziţie				
			C	H	S	N + O	A
Păcură 20	GOST 1501—52	9 870	87,2	11,7	0,5	0,6	—
Păcură 40	—„—	9 750	87,4	11,2	0,5	0,9	—
Păcură 60	—„—	9 700	87,6	10,7	0,7	1,0	—
Păcură 80	—„—	9 670	87,6	10,5	0,7	1,0	—
Păcură 100	—„—	9 640	87,6	10,5	0,7	1,0	—
Păcură nr. 79	[3]	9 310	85,3	10,2	0,5	0,7	0,3
Păcură nr. 80	—„—	9 170	83,4	10	2,9	0,4	0,3
Comb. special tip B	STAS 54—49	10 590	85	13	0,7	0,6	0,2

Din calculul parametrilor caracteristici a rezultat că aceştia se aliniază cu abateri mici funcţie de puterea calorică H_u a combustibililor (fig. 2), rezultînd valorile numerice şi relaţiile date în tabela 6.

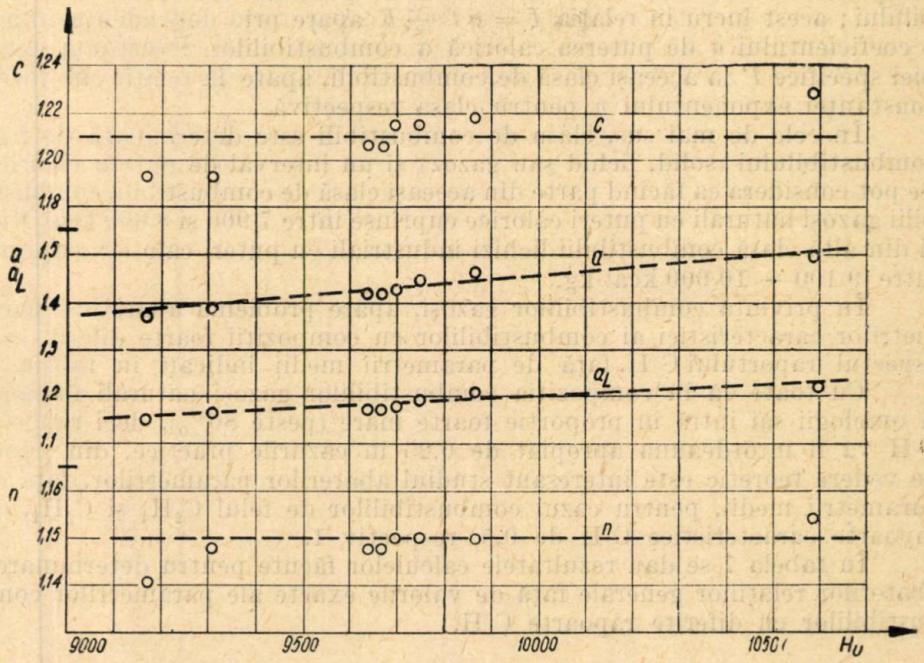


Fig. 2. — Parametrii caracteristici ai combustibililor lichizi funcţie de puterea lor calorică.

Tabela 6

H_u	9 100—10 600	Abatere maximă
a	$0{,}0856 \frac{H_u}{1\,000} + 0{,}6$	1,1 %
n	1,15	0,8 %
b	180	

Explicaţia unei corelaţii suficient de precise, între puterea calorică a combustibililor şi parametrii ecuaţiei $I - t$, este uşor de dat dacă se are în vedere că, conform relaţiilor lui Rosin şi Fehling [4], volumul de gaze $V_{ou}\left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}} \text{ sau } \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}\right)$ rezultat din arderea unui combustibil este o funcţie liniară de puterea lui calorică. În acelaşi timp, entalpia spe-

cifică a gazelor de ardere $I'\left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$ este practic aceeași pentru diverse clase de combustibil. Rezultă că $I = V_{0g}$. I' trebuie să fie pentru o temperatură oarecare o funcție liniară de puterea calorică a combustibilului; acest lucru în relația $I = a\,t^n + b$ apare prin dependența liniară a coeficientului a de puterea calorică a combustibililor. Constanța entalpiei specifice I' la aceeași clasă de combustibili, apare în relație sub forma constanței exponentului n pentru clasa respectivă.

În cele de mai sus, clasa de combustibili este determinată de felul combustibilului (solid, lichid sau gazoz) și un interval de putere calorică. Se pot considera ca făcînd parte din aceeași clasă de combustibili, combustibilii gazoși naturali cu puteri calorice cuprinse între 7 900 și 8 600 kcal/Nm³ și din altă clasă combustibilii lichizi industriali cu puteri calorice cuprinse între 9 100 — 10 600 kcal/kg.

În privința combustibililor gazoși, apare problema abaterilor parametrilor caracteristici ai combustibililor cu compoziții foarte diferite sub aspectul raportului C/H, față de parametrii medii indicați în tabela 4.

Cu toate că în compoziția combustibililor gazoși naturali metanul și omologii săi intră în proporție foarte mare (peste 80%), deci raportul C/H va fi întotdeauna apropiat de 0,25 în cazurile practice, din punct de vedere teoretic este interesant studiul abaterilor parametrilor, față de parametrii medii, pentru cazul combustibililor de felul C_2H_4 și C_2H_2, cu rapoarte caracteristice C/H de 0,5, respectiv 1.

În tabela 7 se dau rezultatele calculelor făcute pentru determinarea abaterilor relațiilor generale față de valorile exacte ale parametrilor combustibililor cu diferite rapoarte C/H.

Tabela 7

Combustibil		CH_4	C_2H_4	C_2H_2
Putere calorică $\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}$		8 550	14 320	13 600
Raportul C/H		0,25	0,5	1
n	calculat	1,164	1,1535	1,1442
	cifra medie	1,161	1,161	1,161
	abatere	0,258%	0,646%	1,447%
a	calculat	1,19138	1,8877	1,6576
	din formula $a = 0{,}12\frac{H_u}{1000} + 0{,}172$	1,198	1,8904	1,804
	abatere	0,553%	0,143%	8,115%

Din analiza abaterilor prezentate în tabela 7 se constată că, cu toate că puterea calorică a combustibililor comparați cu metanul depășește mult limitele domeniului pentru care au fost deduse relațiile statistice,

precizia rezultatelor pentru combustibili cu raportul C/H cuprins între 0,25 și 0,5 este deosebit de bună (0,1—0,7%). Pentru combustibilii cu raportul C/H = 1 abaterile sînt mai mari (1,5—8,1%), acești combustibili însă nu au importanță energetică.

Valorile coeficientului a din tabelele 4 și 6 se referă la combustibilii arși cu cantitatea teoretică de aer (L_{min}). În cazul existenței unui exces de aer λ, coeficientul a se recalculează după relația

$$a_\lambda = \frac{I^*_{2\,000\lambda} - I^*_{1\,000\lambda}}{2\,000^n - 1\,000^n}, \tag{10}$$

unde s-au dat indicii λ valorilor corespunzătoare ale diverselor mărimi în cazul arderii cu exces de aer λ.

Deoarece

$$I^*_\lambda = I^* + (\lambda - 1) I^*_L, \tag{11}$$

unde I^*_L este entalpia aerului teoretic necesar $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \text{ sau } \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$, relația (10) se scrie

$$a_\lambda = \rightarrow \frac{I^*_{2\,000} + (\lambda - 1) I^*_{2\,000\,L} - I^*_{1\,000} - (\lambda - 1) I^*_{1\,000\,L}}{2\,000^n - 1\,000^n}. \tag{12}$$

După gruparea termenilor și utilizarea formulei (7) se obține relația

$$a_\lambda = a + (\lambda - 1) \frac{I^*_{2\,000_L} - I^*_{1\,000_L}}{2\,000^n - 1\,000^n} \tag{13}$$

Notînd expresiile

$$\frac{I^*_{2\,000} - I^*_{1\,000}}{I^*_{2\,000_L} - I^*_{1\,000_L}} = c \quad \text{și} \quad \frac{a}{c} = a_L = \frac{I^*_{2\,000_L} - I^*_{1\,000_L}}{2\,000^n - 1\,000^n}, \tag{14}$$

relația (13) se scrie sub forma

$$a_\lambda = a_L (c + \lambda - 1). \tag{15}$$

Valorile coeficienților a_L și c, pentru combustibilii gazoși și lichizi studiați, sînt date în figurile 1 și 2 funcție de puterea calorică a combustibililor. Se remarcă că valoarea coeficientului c este constantă pentru fiecare clasă de combustibil, iar coeficientul a_L este o funcție liniară de puterea calorică. Aceste rezultate prezentate în tabela 8 pentru combustibili gazoși și tabela 9 pentru combustibili lichizi, sînt dealtfel necesare prin faptul că în diagrama entalpiei specifice a gazelor de ardere [4], curbele de entalpie pentru diferite excese de aer sînt comune pentru aceeași clasă de combustibili.

Revenind la ecuația (2), aceasta se poate scrie utilizînd formula (3) cu coeficienții determinați în cele de mai sus astfel

$$Q_R = B(I_0 - I_F) = B\, a_L\, (c + \lambda - 1)\, (t^n_0 - t^n_F). \tag{16}$$

Egalînd relația (1) cu relația (16) se obține ecuația din care se poate determina temperatura t_F a focarului

$$C_R \psi F_R \left(\frac{t_F + 273}{100} \right)^4 = B\, a_L\, (c + \lambda - 1)\, (t_0^n - t_F^n). \qquad (17)$$

Tabela 8

Combustibil gazos natural	H_u	7 900—8 600	Abatere maximă
	c	1,25	0,7%
	a_L	$\frac{0,104}{1\,000} H_u + 0,072$	0,7%

Tabela 9

Combustibil lichid	H_u	9 100—10 600	Abatere maximă
	c	1,21	1,4%
	a_L	$\frac{0,0538}{1000} H_u + 0,66$	1%

3. CALCULUL FOCARULUI PENTRU DIFERITE REGIMURI DE LUCRU

Calculul temperaturii focarului pentru diferite regimuri de lucru presupune cunoașterea unui anumit regim. Pentru lucrările de proiectare acest regim reprezintă regimul nominal al cazanului, iar pentru lucrările experimentale un regim oarecare de lucru.

La regimul de lucru cunoscut sînt date următoarele caracteristici:
— temperatura focarului (t_F),
— debitul de combustibil (B),
— puterea calorică a combustibilului (H_u),
— excesul de aer în gazele de ardere (λ),
— temperatura teoretică de ardere a combustibilului (t_0).

Temperatura teoretică de ardere a combustibilului presupune cunoașterea puterii calorice a combustibilului H_u, randamentului focarului η_F, temperatura aerului preîncălzit t_L, excesul relativ de aer provenit din aerul preîncălzit λ_L și excesul de aer în gazele de ardere, λ. Asupra determinării temperaturii teoretice de ardere se va reveni la punctul 4.

Notînd cu indicele ′ (prim) elementele regimului cunoscut și cu indicele ″ (secund) cele ale regimului ce trebuie determinat, se face raportul relațiilor (18) scrise în cele două cazuri

$$\frac{C_R \psi F_R \cdot 10^{-8}\, (t_F' + 273)^4}{C_R \psi F_R \cdot 10^{-8}\, (t_F'' + 273)^4} = \frac{B'\, a_L'\, (c + \lambda' - 1)\, (t_0'^n - t_F'^n)}{B''\, a_L''\, (c + \lambda'' - 1)\, (t_0''^n - t_F''^n)}. \qquad (18)$$

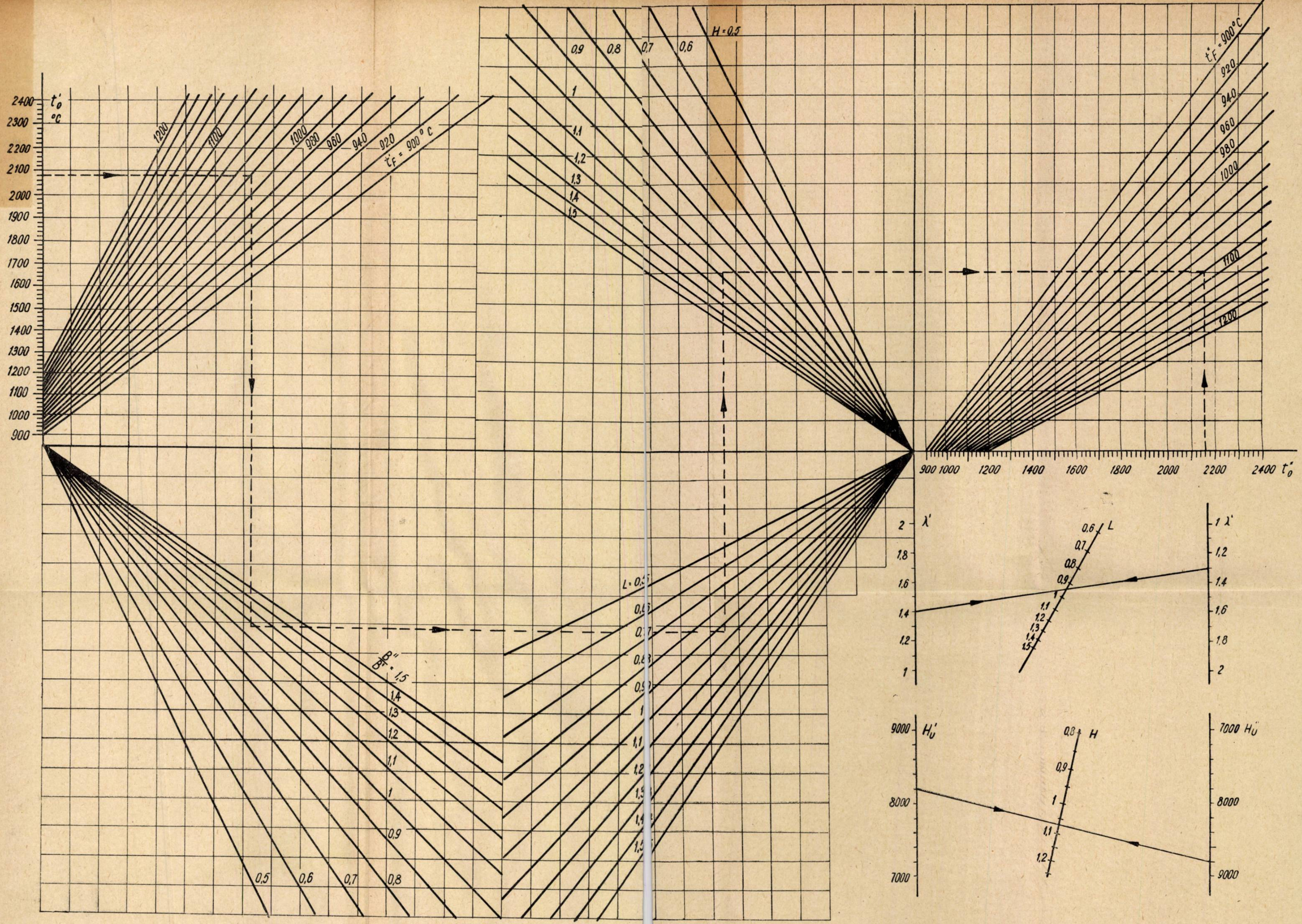


Fig. 3. — Nomograma temperaturii fo carului pentru combustibil gaze naturale.

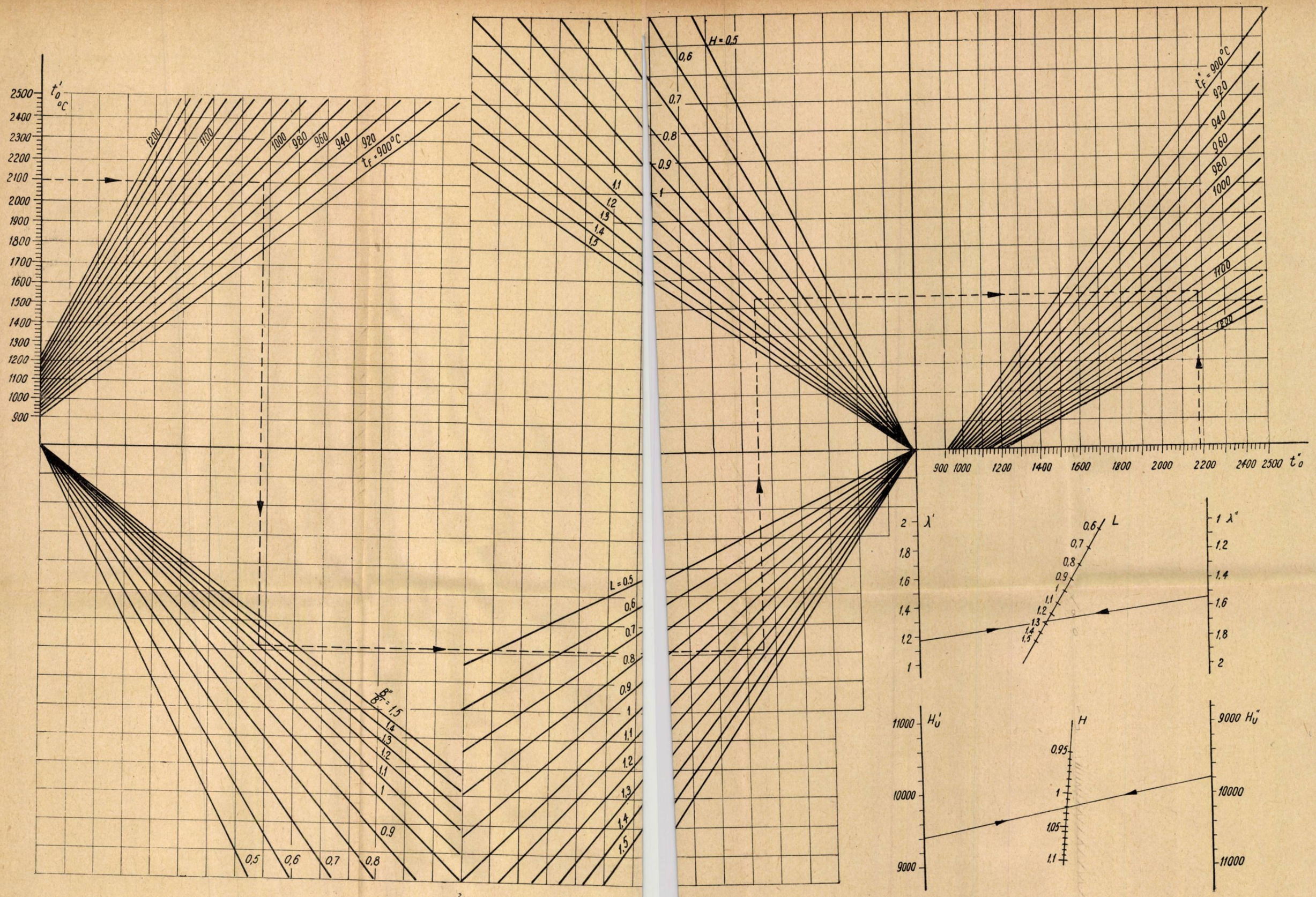


Fig. 4. — Nomograma temperaturii focarului pentru combustibil lichid.

Simplificînd relația (19) și ordonînd convenabil termenii, se obțin următoarele relații finale de calcul :

— pentru combustibili gazoși naturali

$$\frac{(t''_F + 273)^4}{t''^n_0 - t''^n_F} = \frac{(t'_F + 273)^4}{t'^n_0 - t'^n_F} \cdot \frac{B''}{B'} \frac{(H''_u + 692)}{(H'_u + 692)} \cdot \frac{(\lambda'' + 0{,}25)}{(\lambda' + 0{,}25)} ; \qquad (19)$$

—pentru combustibili lichizi

$$\frac{(t''_F + 273)^4}{t''^n_0 - t''^n_F} = \frac{(t'_F + 273)^4}{t'^n_0 - t'^n_F} \cdot \frac{B''}{B'} \frac{(H''_u + 12\,270)}{(H'_u + 12\,270)} \cdot \frac{(\lambda'' + 0{,}21)}{(\lambda' + 0{,}21)} . \qquad (20)$$

Analitic, determinarea temperaturii necunoscute a focarului t'_F din relația (19) sau (20) este foarte dificilă, relațiile se pretează însă la o rezolvare grafică comodă cu ajutorul unor nomograme.

Relațiile (19) și (20) se scriu ca sisteme de patru ecuații introducînd trei variabile suplimentare

$$\frac{(t_F + 273)^4}{t^n_0 - t^n_F} = M , \qquad (21)$$

$$\frac{H''_u + 692}{H'_u + 692} = H \quad \text{respectiv} \quad \frac{H''_u + 12\,270}{H'_u + 12\,270} = H, \qquad (22)$$

$$\frac{\lambda'' + 0{,}25}{\lambda' + 0{,}25} = L \quad \text{respectiv} \quad \frac{\lambda'' + 0{,}21}{\lambda' + 0{,}21} = L, \qquad (23)$$

$$M'' = M' \cdot \frac{B''}{B'} \cdot H \cdot L. \qquad (24)$$

Nomogramele astfel construite pentru combustibili gazoși naturali și pentru combustibili lichizi sînt prezentate în figura 3, respectiv figura 4.

Trebuie remarcat că variația de putere calorică a combustibilului și variația excesului de aer determină temperatura focarului, atît prin influența asupra relației *I-t*, cît și prin influența lor asupra temperaturii teoretice de ardere. În nomogramele din figurile 3 și 4 această din urmă influență este dată prin valorile diferite care trebuie introduse pentru temperaturile teoretice t'_0 și t''_0. Determinarea analitică a temperaturii teoretice de ardere nu prezintă dificultăți, totuși, pentru operativitatea calculului se va da mai jos o metodă grafică de determinare.

4. DETERMINAREA TEMPERATURII TEORETICE DE ARDERE

Relația folosită la determinarea temperaturii teoretice de ardere este

$$\eta_F H_u + \alpha \lambda (I_{L_t} - I_{L_u}) = I_0 - I_u \qquad (25)$$

unde

$\alpha \lambda = \lambda_L$ = excesul relativ de aer provenit din aerul preîncălzit (α fiind proporția de aer preîncălzit din cel total),

I_{L_t} = entalpia aerului preîncălzit la t_L °C $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right)$ sau $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$,

I_{L_u} = entalpia aerului ambiant $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right)$ sau $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$,

I_u = entalpia gazelor de ardere la temperatura ambiantă $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right.$ sau $\left.\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}\right)$.

În formula (25) se vor face următoarele înlocuiri:

$$I_0 = a_\lambda t_0^n + b = a_L (\lambda + c - 1) t_0^n + b, \tag{26}$$

$$I_{L_t} - I_{L_u} = 0{,}315 \left(\frac{1{,}1}{1\,000} H_u + 0{,}1\right) (t_L - t_u) \text{ pentru combustibil gazos,} \tag{27'}$$

$$I_{L_t} - I_{L_u} = 0{,}315 \left(\frac{1}{1\,000} H_u + 0{,}96\right) (t_L - t_u) \text{ pentru combustibil lichid.} \tag{27''}$$

$\Delta t_L = t_L - t_u$

În relațiile (27) termenul $\left(\frac{1{,}1}{1\,000} H_u + 0{,}1\right)$ respectiv $\left(\frac{1}{1\,000} H_u + 0{,}96\right)$ reprezintă cantitatea teoretică de aer necesară arderii, iar 0,315 căldura specifică a aerului kcal/Nm³.

Cu aceste relații, ecuația (25) se scrie

— pentru combustibil gazos

$$\eta_F H_u + \lambda_L \cdot 0{,}315 \left(\frac{1{,}1}{1\,000} H_u + 0{,}1\right) \Delta t_L = a_L (\lambda + c - 1) (t_0^n - t_u^n); \tag{28}$$

— pentru combustibil lichid

$$\eta_F H_u + \lambda_L \cdot 0{,}315 \left(\frac{1}{1\,000} H_u + 0{,}96\right) \Delta t_L = a_L (\lambda + c - 1) (t_0^n - t_u^n). \tag{29}$$

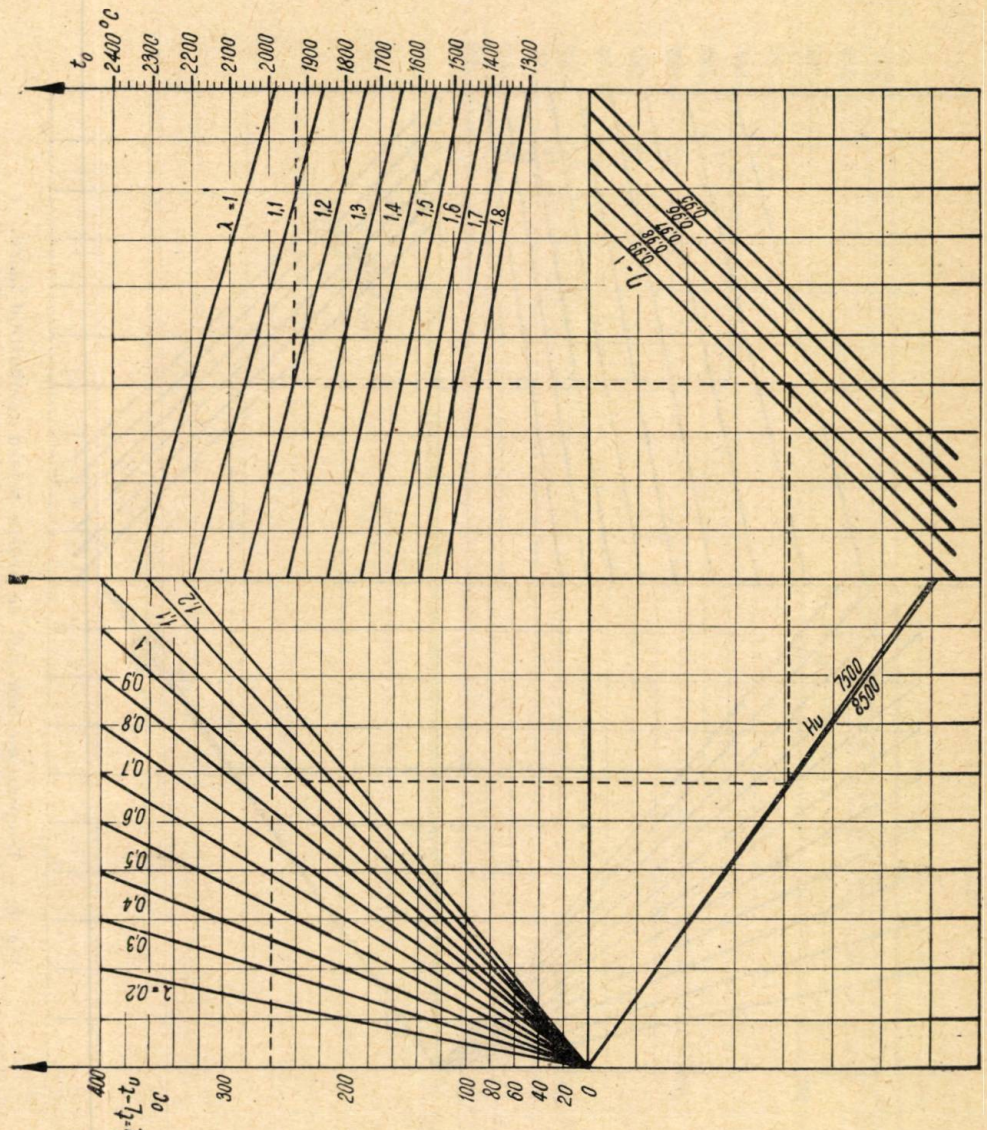


Fig. 5. — Temperatura teoretică de ardere pentru combustibil gaze naturale,

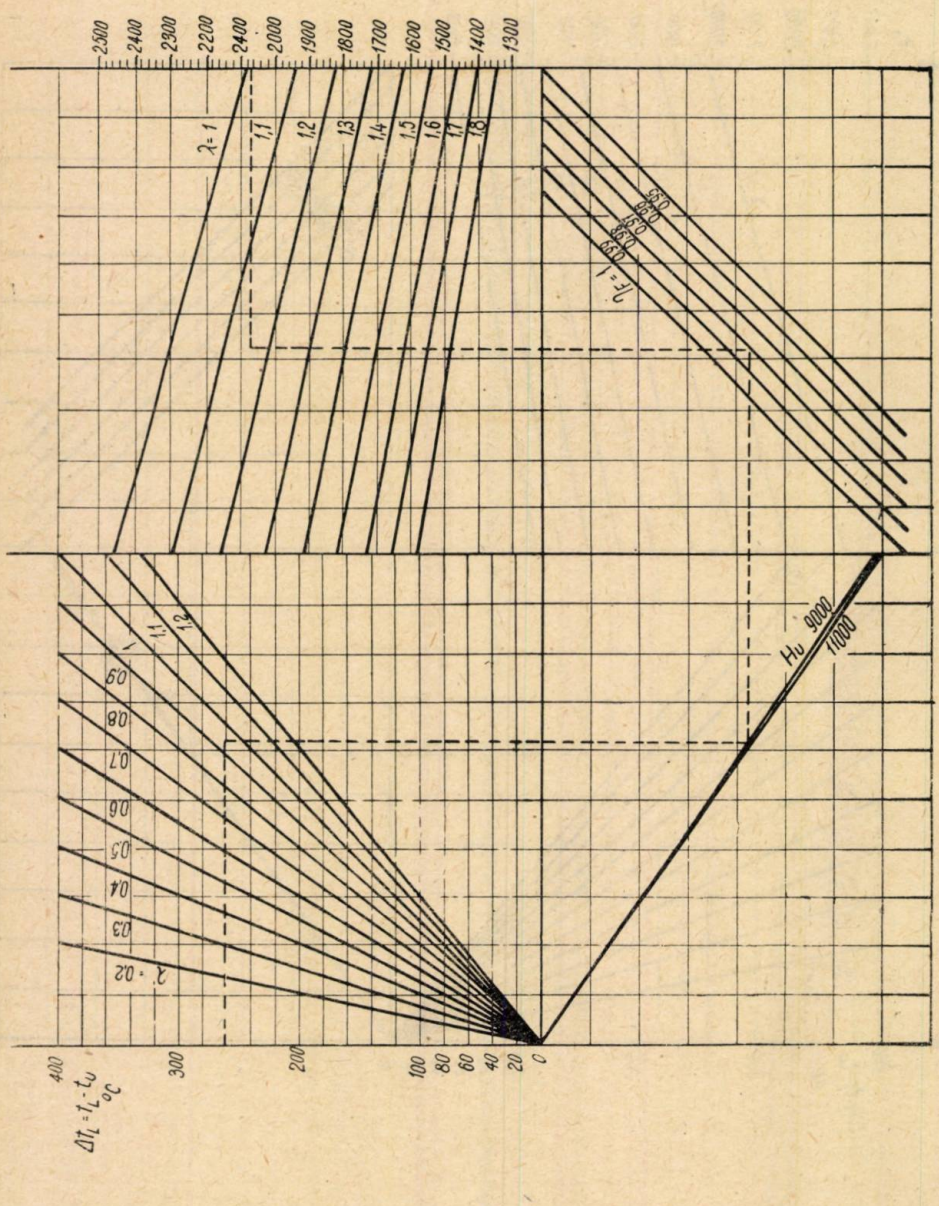


Fig. 6. — Temperatura teoretică de ardere pentru combustibil lichid.

Neglijînd termenul t_u^n față de t_0^n și adoptînd pentru a_L valorile date în tabela 10, se obțin relații monografiabile pentru determinarea temperaturii teoretice de ardere.

Tabela 10

Combustibil	Gaze naturale	Lichid
a_L	$0{,}1128\,\frac{H_u}{1\,000}$	$0{,}12\,\frac{H_u}{1\,000}$

— pentru combustibil gazos natural

$$t_0^n = \frac{1}{0{,}1128\,(\lambda + 0{,}25)}\left[1000\eta_F + \lambda_L \cdot 0{,}315\left(1{,}1 + \frac{100}{H_u}\right)\Delta t_L\right]; \quad (30)$$

— pentru combustibil lichid

$$t_0^n = \frac{1}{0{,}12\,(\lambda + 0{,}21)}\left[1000\,\eta_F + \lambda_L \cdot 0{,}315\left(1 + \frac{960}{H_u}\right)\Delta t_L\right]. \quad (31)$$

Nomogramele pentru determinarea temperaturii teoretice de ardere construite pe baza relațiilor (30) și (31) sînt prezentate în figurile 5 și 6.

5. CONCLUZII

Analizînd formulele (19)—(20) apar două avantaje principale ale metodei raportării regimurilor. Primul avantaj este că eroarea calculului este foarte mică, deoarece dacă mărimile de același fel de la numărător și numitor sînt afectate de erori în același sens, eroarea raportului va fi mai mică decît oricare din erorile parțiale.

Al doilea avantaj al metodei, consistă în faptul că mărimile caracteristice constructive ale focarului — suprafețe de ecrane, coeficienți reciproci de radiație etc. — nu intervin în calcule, ele simplificîndu-se.

Utilizarea nomogramelor din figurile 3—6 în proiectare și în ridicarea experimentală a caracteristicilor cazanelor, reduce foarte mult volumul de calcule și încercări necesare pentru studiul diverselor regimuri de lucru.

În exploatare, astfel de nomograme aduc un aport mare la îmbunătățirea conducerii cazanelor de abur și altor instalații, ele permițînd determinarea rapidă a temperaturii focarului în diverse regimuri de funcționare, putîndu-se lua în consecință pentru fiecare caz practic dat valorile cele mai bune ale parametrilor reglați.

Nomogramele pot fi folosite și pentru calculul focarelor altor instalații, ca de exemplu: cuptoare de încălzire,cuptoare tehnologice ecranate etc.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОПОК НА ЖИДКИХ ИЛИ ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВАХ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

РЕЗЮМЕ

В статье даются основы расчета и номограммы для определения теплового режима топок для случая изменения всех рабочих параметров: расхода топлива, качества топлива, избытка воздуха, степени подогрева воздуха и количества подогретого воздуха для топок, работающих на природном газообразном или жидком топливе.

Наряду с простотой и достаточно большой точностью метода, исключается необходимость знания конструктивных характеристик топки.

Метод имеет широкое применение при проектировании и эксплуатации котлов, а также для других промышленных топок.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Характеристические параметры природных газообразных топлив в зависимости от их теплотворной способности.

Рис. 2. — Характеристические параметры жидких топлив в зависимости от их теплотворной способности.

Рис. 3. — Номограмма температуры топки для природного газообразного топлива.

Рис. 4. — Номограмма температуры топки для жидкого топлива.

Рис. 5. — Теоретическая температура горения для природного газообразного топлива.

Рис. 6. — Теоретическая температура горения для жидкого топлива.

DÉTERMINATION DE LA TEMPÉRATURE DES FOYERS À COMBUSTIBLES LIQUIDES OU GAZEUX DANS LES DIVERSES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT

RÉSUMÉ

Dans cet article, l'auteur indique les bases de calcul ainsi que les nomogrammes nécessaires pour déterminer le régime thermique des foyers, correspondant à la variation de tous les paramètres fonctionnels : débit du combustible, qualité du combustible, excès d'air de combustion, intervalle de réchauffage de l'air et quantité d'air réchauffé, pour des foyers fonctionnant soit à combustible gazeux naturel, soit à combustible liquide.

Outre sa simplicité et sa précision suffisamment grande, la méthode évite la nécessité de connaître les caractéristiques de construction du foyer.

La méthode jouira d'un large domaine d'application dans l'élaboration des projets et l'exploitation des chaudières et des autres foyers industriels.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Paramètres caractéristiques des combustibles gazeux naturels en fonction de leur pouvoir calorique.

Fig. 2. — Paramètres caractéristiques des combustibles liquides en fonction de leur pouvoir calorique.

Fig. 3. — Nomogramme de la température du foyer pour les combustibles gazeux naturels.

Fig. 4. — Nomogramme de la température du foyer pour les combustibles liquides.

Fig. 5. — Température de combustion théorique pour les combustibles gazeux naturels.

Fig. 6. — Température de combustion théorique pour les combustibles liquides.

BIBLIOGRAFIE

1. F. MUNZINGER, *Dampfkraft.* Springer, Berlin, 1949.
2. M. LEDINEGG, *Dampferzeugung,* Springer, Wien, 1952.
3. * * * *Тепловой расчет котельных агрегатов — нормативный метод.* Госэнергоиздат, Москва, 1957.
4. P. ROSIN, R. FEHLING, *Diagramme I-t de la combustion.* Dunod, Paris, 1953.

CALCULUL CARACTERISTICII DE INERŢIE NECESARĂ CAZANELOR INDUSTRIALE

DE

N. ANTONESCU şi COLABORATORI

1. ASPECTUL GENERAL AL PROBLEMEI

Între sistemul fierbător al unui cazan şi utilizatorul care primeşte abur se găseşte întotdeauna un spaţiu ce conţine o rezervă de abur, sau, de apă la saturaţie şi de abur. Această rezervă defineşte inerţia termică a sistemului şi are o mare influenţă asupra funcţionării în regim variabil.

În cazul unui sistem cu inerţie termică mare, o variaţie de debit la consumator conduce la o variaţie relativ mică de presiune în reţea şi respectiv la cazan ; această variaţie va fi cu atît mai mică cu cît inerţia termică va fi mai mare. Fenomenul se explică prin capacitatea sporită de a produce sau înmagazina, în volumul de apă şi abur al sistemului, aburul excedentar printr-o variaţie de presiune, respectiv de entalpie.

Pentru a cunoaşte deci variaţia în timp a presiunii din cazan, la o variaţie dată a consumatorului, trebuie definită o funcţie care să caracterizeze inerţia termică a sistemului. Acest lucru este deosebit de important pentru conducerea manuală sau automatizată a cazanelor, oricare din sistemele de reglaj adoptate avînd caracteristici proprii de întîrziere între momentul de primire a semnalului şi de efectuare a comenzii. Rezultă deci că pentru un sistem de reglaj dat şi o inerţie termică cunoscută, se vor putea preciza condiţiile restrictive în funcţionarea consumatorilor şi, invers, la un consumator impus sub aspectul variaţiilor de debit şi la o inerţie termică a reţelei de asemenea cunoscută se va putea preciza ce cazane şi ce sisteme de reglaj, vor fi adcvate tipului de consumator.

O altă problemă, în care intervine caracteristica de inerţie a sistemului, este acea privind posibilitatea de a utiliza cazane cu străbatere forţată drept cazane de abur tehnologic în industrie, compensînd lipsa lor de inerţie termică prin cazane de mare inerţie funcţionînd în paralel cu primele. Ţinînd seama de caracteristica proprie a cazanului cu stră-

batere forţată (automatizat sau neautomatizat) se va putea determina inerţia minimă a sistemului care permite o funcţionare sigură a cazanelor.

În mod practic, această problemă se pune atît la utilizarea în R.P.R. a cazanului Vuia original în scopuri industriale, cît şi în străinătate pentru multe cazane moderne construite pe schemă de străbatere forţată.

În articolul de faţă se vor prezenta datele de calcul şi relaţiile pratice pentru determinarea efectului inerţiei termice asupra alurii variaţiei de presiune în sisteme, pentru diferite tipuri de aluri ale solicitărilor de debit de abur la consumator.

2. CARACTERIZAREA SISTEMULUI

Se consideră sistemul cel mai simplu, format dintr-un cazan, o conductă de legătură şi un consumator.

Aburul debitat consumatorului este un abur saturat cu presiunea între 3 şi 16 ata, aceste caracteristitici fiind specifice aburului tehnologic.

Presupunînd că debitul necesar consumatorului a crescut cu o cantitate ΔG^* (kg) şi că asupra cazanului nu s-a făcut nici-o intervenţie, va rezulta o cădere de presiune Δp (atm) necesară producerii surplusului de debit prin destinderea aburului din conductă şi din volumul de abur al cazanului, prin vaporizarea unei părţi din apa la saturaţie aflată în tamburul şi sistemul fierbător al cazanului şi prin scăderea entalpiei aburului produs o dată cu scăderea presiunii.

2.1. Pentru a calcula cantitatea ΔG_1 de abur ce poate fi livrată prin destinderea aburului din spaţiul de abur la o cădere de presiune Δp se apreciază cu suficientă precizie că aburul rămîne în starea de saturaţie şi se comportă după legea aproximativă:

$$(p + a)\, v'' = b \tag{1}$$

unde p presiunea

v'' = volumul specific al aburului,

a şi b = constante.

Pentru $a = 0{,}26$ şi $b = 2{,}0383$

erorile maxime şi minime se situează la următoarele valori:

la 2 ata, eroare 0%,

la 3 ata, eroare 1,5%,

la 12 ata, eroare 0%,

la 20 ata, eroare 1%.

Erorile fiind acceptabile se va adopta formula

$$(p + 0{,}26)\, v'' = 2{,}038\ . \tag{2}$$

Înmulţind relaţia (2) cu greutatea aburului din sistem, G, şi scriind-o pentru două situaţii diferite, 1 şi 2, avînd în vedere că volumul V al spaţiului de abur este constant, se obţine

$$\begin{aligned} (p_1 + 0{,}26)\, V &= 2{,}0383\, G_1\ , \\ (p_2 + 0{,}26)\, V &= 2{,}0383\, G_2, \end{aligned} \tag{3}$$

prin scăderea relațiilor (3) și notînd

$$p_1 - p_2 = \Delta p \quad \text{și} \quad G_1 - G_2 = \Delta G_1$$

rezultă

$$\Delta G_1 = \frac{\Delta p\, V}{2{,}0383} \cdot \tag{4}$$

Volumul spațiului de abur V fiind însă compus din volumul conductei V_c și volumul spațiului de abur al tamburului V_t, relația (4) devine

$$\Delta G_1 = \frac{\Delta p\,(V_c + V_t)}{2{,}0383} \cdot \tag{4'}$$

2.2. Pentru a calcula cantitatea ΔG_2 de abur ce poate fi livrată prin vaporizarea unei părți din apa aflată în stare de saturație conținută de tambur și de sistemul fierbător, în cazul unei căderi de presiune Δp se scrie relația de bilanț

$$(G_T + G_F)\, i_1'' = (G_T + G_F - \Delta G_2)\, i_2'' + \Delta G_2\, r_{1.2}, \tag{5}$$

unde

G_T — greutatea apei în tambur,
G_F — greutatea apei în sistemul fierbător,
i_1'' — entalpia apei din tambur la starea inițială,
i_2'' — idem la starea finală,
$r_{1.2}$ — căldura de vaporizare medie între starea 1 și 2.

Ordonînd termenii, se obține

$$\Delta G_2 = (G_T + G_F)\, \frac{i_1'' - i_2''}{r_{1.2} - i_2''} \cdot \tag{6}$$

Pentru transcrierea relației (6) în funcție de presiunile de regim este necesară exprimarea variației entalpiei apei și căldurii de vaporizare cu presiunea.

Funcția $i'(p)$, în intervalul 3 — 16 ata, se aproximează cu relația liniară

$$i' = c\,p + d, \tag{7}$$

unde c și d sînt constante. Pentru valorile $c = 5{,}76$ și $d = 120{,}66$ formula (7) devine

$$i' = 5{,}76\ p + 120{,}66, \tag{8}$$

care prezintă următoarele erori maxime și minime față de valorile reale :

la $p = 3$ ata, eroare 3,33 %,
la $p = 4$ ata, eroare 0 %,
la $p = 8$ ata, eroare 2,72 %,
la $p = 12$ ata, eroare 0 %,
la $p = 16$ ata, eroare 4,32 %.

Variația căldurii de vaporizare $r(p)$ în intervalul de presiuni 2 — —16 ata, se aproximează de asemenea cu o relație de tipul

$$r = ep + f, \tag{9}$$

unde e şi f sînt constante. Pentru valorile $e = -4{,}4$ şi $f = 527{,}8$ se capătă expresia

$$r = -4{,}4\,p + 527{,}8, \tag{10}$$

supusă şi ea următoarelor abateri faţă de valorile reale:

la $p = 2$ ata, eroare 1%,
la $p = 4$ ata, eroare 0%,
la $p = 6$ ata, eroare 0,8%,
la $p = 12$ ata, eroare 0%,
la $p = 16$ ata, eroare 1,5%.

Introducînd relaţiile (8) şi (10) în formula (6), se deduce

$$\Delta G_2 = (G_T + G_F)\,\frac{5{,}76\,\Delta p}{-4{,}4\,\dfrac{p_1 + p_2}{2} + 527{,}8 - 5{,}76\,p_2 - 120{,}66}, \tag{11}$$

prin înlocuirea $p_2 = p_1 - \Delta p$

$$\Delta G_2 = \Delta p\,\frac{G_T + G_F}{1{,}38\,\Delta p + 70{,}68 - 1{,}76\,p_1}. \tag{12}$$

2.3. Pentru a calcula cantitatea suplimentară ΔG_3 de abur obţinută în urma căderii de presiune Δp, ca rezultat al scăderii entalpiei aburului produs o dată cu scăderea presiunii, se scrie ecuaţia de menţinere constantă a căldurii preluate de abur la debitele G_1 şi G_2

$$G_1\,(i_1''' - i_0) = G_2\,(i_2''' - i_0). \tag{13}$$

Dacă i_0 entalpia iniţială a apei, va fi neglijată ca fiind mică faţă de i_1''' şi i_2''' relaţia (13) capătă forma simplă

$$G_1\,i_1''' = G_2\,i_2'''. \tag{14}$$

Notînd $G_2 - G_1 = \Delta G_3$ se obţine

$$\Delta G_3 = G_1\left[\frac{i_1'''}{i_2'''} - 1\right]. \tag{15}$$

Pentru obţinerea unei relaţii între debite şi presiuni se va determina în prealabil o relaţie $i''\,(p)$. Pentru intervalul 3 — 16 ata funcţia poate fi liniară

$$i'' = u\,p + v. \tag{16}$$

Pentru valorile $u = 1{,}3$ şi $v = 649{,}8$ formula (16) devine

$$i'' = 1{,}3\,p + 649{,}8 \tag{17}$$

şi prezintă următoarele erori maxime şi minime faţă de valorile reale:

la $p = 3$ ata, eroare 0,445%,
la $p = 5$ ata, eroare 0%,
la $p = 7$ ata, eroare 0,15%,
la $p = 11$ ata, eroare 0%,
la $p = 16$ ata, eroare 0,525%.

Introducînd valoarea lui i'' din relația (17) în relația (15) și notînd $p_1 - p_2 = \Delta p$, se obține

$$\Delta G_3 = G_1 \left[\frac{1{,}3\ p_1 + 649{,}8}{1{,}3\ p_2 + 649{,}8} - 1 \right], \tag{18}$$

și

$$\Delta G_3 = \Delta p \frac{G_1}{p_1 - \Delta p + 500}. \tag{19}$$

Dacă se însumează cantitățile de abur, exprimate prin formulele (4), (12) și (19) se obține relația generală

$$\Delta G^* = \Delta p \left[\frac{V_c + V_t}{2{,}0382} + \frac{G_T + G_F}{1{,}38\,\Delta p + 70{,}68 - 1{,}76 p_1} + \right.$$
$$\left. + \frac{G_1}{p_1 - \Delta p + 500} \right]. \tag{20}$$

În formula (13) pentru simplificarea calculelor se vor neglija termenii de la numitorii sumei conținînd pe Δp, aceștia fiind suficient de mici pentru valorile Δp uzual admise. Se stabilește astfel relația finală de variație a cantității de abur rezultată din rezerva internă a sistemului la o variație de presiune, sub forma

$$\Delta G^* = \Delta p \left[\frac{V_c + V_t}{2{,}04} + \frac{G_T + G_F}{70{,}68 - 1{,}76 p_1} + \frac{G_1}{p_1 + 500} \right]. \tag{21}$$

3. CARACTERISTICA $\Delta G - \Delta p$ A SISTEMULUI

Se consideră sistemul termic : cazan — consumator descris mai sus și care după cum s-a arătat beneficiază de relația

$$\Delta G^* = - K\ \Delta p \tag{22}$$

demonstrată la punctul 2 prin aproximarea evoluțiilor de destindere a rezervei de abur-apă a ansamblului conductă-tambur.

Pentru calculele practice unitățile de măsură utilizate în formula (22) pentru ΔG^* nu sînt comode (ΔG^* în kg), se vor face deci transformările pentru exprimarea cantității de abur în unități de debit $\left(\Delta G = \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$.

Prin împărțirea relației cu intervalul de timp Δt se obține

$$\frac{\Delta G^*}{\Delta t} = - K \frac{\Delta p}{\Delta t} \tag{23}$$

și deoarece $\frac{\Delta G^*}{\Delta t} = \Delta G$ relația devine

$$\Delta G = - K \frac{\Delta p}{\Delta t}. \tag{24}$$

Cu ajutorul relaţiei (24) şi notînd $\frac{1}{K} = K'$ se poate defini atunci o funcţie de forma

$$R(t) = \frac{\Delta p}{\Delta G} = -K' \Delta t, \tag{25}$$

care să descrie variaţia în timp a diferenţei de presiune creată în sistem ca răspuns la un salt de debit cerut de consumator, în speţă saltul unitar.

Într-adevăr pentru un salt de debit ΔG la consumator survenit în momentul perturbator t_0, în ipoteza practic valabilă a propagării instantanee a undei de presiune de-a lungul reţelei, variaţia presiunii în timp va avea alura prezentată în figura 1.

Pentru o solicitare a debitului la consumator nu prea mare, căderea de presiune se va desfăşura în timp după legea (25). Pentru o solicitare de valoare mare, presiunea va evolua spre valoarea presiunii atmosferice adică pînă la completa epuizare a rezervei cazanului, în ipoteza că nu există posibilităţi de intervenţie exterioară.

În continuare, ne vom ocupa numai de prima situaţie de funcţionare şi anume acea descrisă de legea (25), întrucît acesta este cazul care interesează în problemele de funcţionare a cazanelor.

Funcţia $R(t)$ pe care o vom denumi *funcţie caracteristică* a variaţiei căderii de presiune, prin însăşi definiţia dată de relaţia (25), va avea alura din figura 1 *b*), însă prin raportarea ei la ΔG unitar ea va fi prezentată la altă scară, situîndu-se totodată în cadranul IV al unui sistem

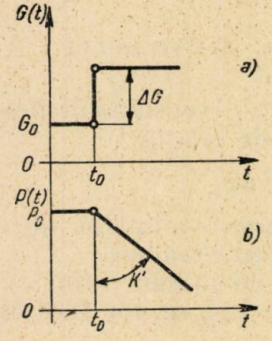


Fig. 1 *a*, *b*. — Alura de variaţie a presiunii cazanului corespunzătoare unui salt de debit.

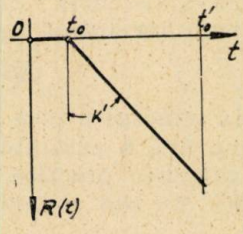


Fig. 2. — Alura funcţiei de transfer $R(t)$.

cartezian de referinţă şi avînd originea în punctul de coordonate $(t_0, 0)$ dat fiindcă ea stabileşte variaţia căderii de presiune $\Delta p(t) = p(t) - p(0)$ care la $t = t_0$ este de valoare nulă (fig. 2).

Funcţia $R(t)$ se poate determina şi experimental.

După cum se va vedea în continuare, caracteristica de inerţie trebuie să constituie un element dat în studiul inerţiei cazanului.

4. STABILIREA FORMULEI DE VARIAȚIE A PRESIUNII LA CAZAN

În practică, consumatorul nu solicită rețeaua termică după o funcție salt, pentru că deschiderea unui ventil nu se face niciodată instantaneu. Variația de debit în timp, care poate avea loc după o funcție impusă de tipul consumatorului poate fi însă descompusă într-o sumă de salturi elementare. Această descompunere ușurează calculul matematic al reacției sistemului față de solicitarea consumatorului atunci cînd se cunoaște caracteristica de răspuns la saltul unitar de debit. În acest caz, problema determinării inerției cazanului și rețelei termice devine analoagă determinării mărimii de ieșire dintr-un sistem de reglaj la care mărimea de intrare și funcția de transfer sînt cunoscute.

Metoda de calcul conduce la o ecuație integro-diferențială de tipul de convoluție [1]. Forma generală a acestei ecuații cît și unele soluții pentru cîteva cazuri particulare de variație a debitului la consumator se vor stabili în cele ce urmează.

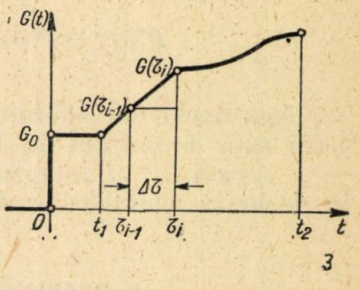


Fig. 3. — Variația funcției $G(t)$.

Fie o funcție oarecare $G(t)$ care să descrie evoluția în timp a debitului de abur consumat și care să aibă următoarele proprietăți (fig. 3):

$$G(t) = G_0 \quad (0,t_1)$$
$$G(t) = G(t) \quad (t_1, t_2)$$
$$G(t) = 0 \quad (t < 0)$$

Această funcție poate fi descrisă cu ajutorul unei sume de produse dintre saltul unitar de debit și valoarea funcției în punctul respectiv. Astfel

$$G(t) = G_0 \cdot 1(t) + \sum_1^n [G(\tau_i) - G(\tau_{i-1})] \cdot 1(t - \tau_i), \tag{26}$$

unde

$1(t - \tau_i)$ = funcția salt la timpul $\tau_i < t$,

$G(\tau)$ = valoarea debitului,

G_0 și $1(t)$ avînd respectiv aceleași semnificații pentru $\tau_i = 0$.

Funcției salt unitar de debit $1(t)$ îi corespunde însă o variație a presiunii sistemului dată de $R(t)$.

Rezultă imediat că variația presiunii la ansamblul cazan-conductă va avea loc după funcțiunea

$$P(t) = G_0 R(t) + \sum_1^n [G(\tau_i) - G(\tau_{i-1})] R(t - \tau_i). \tag{27}$$

Aceasta poate fi scrisă și sub forma

$$P(t) = G_0 R(t) + \sum_1^n \frac{G(\tau_i) - G(\tau_{i-1})}{\tau_i - \tau_{i-1}} (\tau_i - \tau_{i-1}) R(t - \tau_i), \tag{28}$$

care trecută la limită în condiţii speciale [2] pentru $t_1 < \tau < t_2$, numărul de intervale $(\tau_i - \tau_{i-1})$ tinzînd către $n \to \infty$ devine

$$P(t) = G_0 R(t) + \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial G}{\partial \tau} R(t - \tau)\, d\tau. \tag{29}$$

Avînd în vedere că în cazul studiat debitul şi înainte de $t = 0$ are tot valoarea G_0, rezultă că funcţia de debit nu are salt în origine şi ca atare relaţia (29) se simplifică sub forma

$$P^*(t) = P(t) - G_0 R(t) = \int_0^t \frac{\partial G}{\partial \tau} R(t - \tau)\, d\tau, \tag{30}$$

originea axelor de referinţă fiind adusă în punctul de început al perturbării faţă de debitul G_0 de regim.

Aşadar $P^*(t)$ reprezintă funcţia de variaţie a presiunii cazanului în decursul schimbărilor de sarcină la consumator.

5. REZOLVAREA UNOR CAZURI PARTICULARE

Rezolvarea integralei (30) se poate efectua în mod simplu cu ajutorul calculului operaţional. Scriind (30) sub forma unui produs de convoluţie (Faltungtheorem).

$$P^*(t) = G'(t)^* R(t), \tag{31}$$

sau

$$P^*(t) = \mathfrak{L}^{-1}[s \cdot g(s) \cdot r(s)], \tag{32}$$

unde s-a ţinut seama că

$$\mathfrak{L}^{-1}[G'(t)] = s\, g(s) - G(0) \text{ cu } G(0) = 0$$

şi

$$g(s) = \mathfrak{L}[G(t)] \text{ respectiv } r(s) = \mathfrak{L}[R(t)].$$

Aplicînd rezolvarea (32) pentru diferite cazuri de variaţie ale lui $G(t)$ şi pentru caracteristica liniară a sistemului $R(t)$ dată de (25) se obţin soluţiile ecuaţiei (30) în diferite ipoteze de funcţionare ale consumatorului. Se capătă astfel alura variaţiei de presiune la cazan.

5.1. Dacă $G(t) = m.t$, adică debitul creşte liniar în timp (fig. 4), se obţin din tabelele de transformări Laplace următoarele relaţii de transformare funcţie original — imagine

$$G(t) = mt \to g(s) = \frac{m}{s^2},$$

$$R(t) = -K't \to r(s) = -\frac{K'}{s^2}.$$

Atunci

$$P^*(t) = -K'm\mathfrak{L}^{-1}\left[s\cdot\frac{1}{s^2}\cdot\frac{1}{s^2}\right] = -K'm\,\mathfrak{L}^{-1}\left[\frac{1}{s^3}\right],$$

deci

$$P^*(t) = C\,t^2, \tag{33}$$

unde

$$C = -K'm.$$

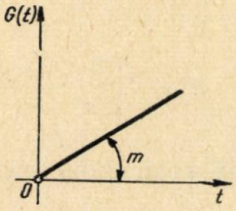


Fig. 4. — Consumator cu solicitare teoretică liniară de debit suplimentar.

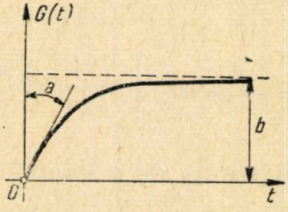


Fig. 5. — Consumator cu solicitare teoretică exponențială de debit suplimentar.

Presiunea cazanului va varia deci parabolic în timp.

5.2. Dacă $G(t) = b\,(1 - e^{-at})$ (fig. 5), se obțin transformările funcției original în funcție imagine sub forma

$$G(t) = b\,(1 - e^{-at}) \rightarrow g(s) = b\left[\frac{1}{s} - \frac{1}{s+a}\right],$$

$$R(t) = -K't \rightarrow r(s) = -K'\frac{1}{s^2}.$$

Introducînd în (32) și rezolvînd

$$P^*(t) = b\,K'\,\mathfrak{L}^{-1}\left[s\left(\frac{1}{s} - \frac{1}{s+a}\right)\cdot\frac{1}{s^2}\right] = -bK'\mathfrak{L}^{-1}\left[\frac{1}{s^2} - \frac{1}{s(s+a)}\right],$$

unde $-b\,K' = C$,

$$P^*(t) = C\left[\frac{1}{a}(e^{-at} - 1) + t\right]. \tag{34}$$

Rezultă că presiunea cazanului va varia exponențial în timp, după relația (34).

5.3. Dacă $G(t)$ este o funcție periodică în timp, presupusă de exemplu cu alura din figura 6. și definită după cum urmează

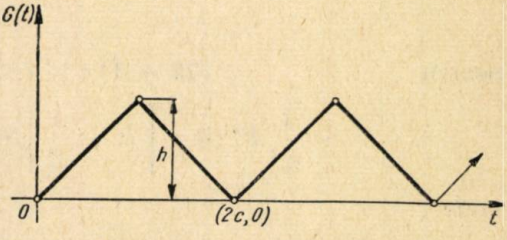


Fig. 6. — Consumator cu solicitare teoretică periodică de debit suplimentar.

$$G(c, t) = t \quad \text{cînd} \quad 0 < t < c,$$
$$G(c, t) = 2c - t \quad \text{cînd} \quad c < t < 2c,$$

și

$$G(c, t + 2c) = G(c, t),$$

cu ajutorul tabelelor de funcţii imagine se obţine

$$g(s) = \frac{1}{s^2} \operatorname{th} \frac{cs}{2},$$

$$r(s) = -K' \frac{1}{s^2},$$

rezultă

$$P^*(t) = -K' \mathfrak{L}^{-1}\left[s \cdot \frac{1}{s^2} \operatorname{th} \frac{cs}{2} \cdot \frac{1}{s^2} \right] = -K' \mathfrak{L}^{-1}\left[\frac{1}{s} \cdot \frac{1}{s^2} \operatorname{th} \frac{cs}{2} \right]. \quad (35)$$

Ţinînd seama de o cunoscută formulă a calculului operaţional

$$\mathfrak{L}^{-1}\left[\frac{1}{s} f(s) \right] = \int_0^\tau F(\tau)\, d\tau, \quad (36)$$

se obţine din (35) relaţia (37), prin proprietatea (36) şi definiţia lui $g(s)$

$$P^*(t) = -K' \int_0^t G(c,\ t)\, dt, \quad (37)$$

care prezintă următoarele soluţii:

pentru $2\ kc < t < (2k+1)\, c$

$$-\frac{1}{K'} P^*(t) = k\, S + \frac{h}{2c} (t - 2\, kc)^2; \quad (38)$$

pentru $(2k+1)\, c < t < 2\,(k+2)\, c$

$$-\frac{1}{K'} P^*(t) = \left[k + \frac{1}{2} \right] S + \frac{h}{2\,c} [(2k+2)\, c - t]^2, \quad (39)$$

unde

$$S = c \cdot h \text{ şi } k = 0, 1, 2, \ldots, n.$$

Rezultă că variaţia presiunii la cazan va fi tot o funcţie periodică dar cu aluri parabolice pe porţiuni, după cum era de altfel de aşteptat după studierea cazului 5.1.

5.4. În mod analog se pot construi soluţii ale ecuaţiei (30) pentru diferite funcţii $R(t)$ şi $G(t)$ pe baza metodei calculului operaţional expusă mai sus.

6. CONCLUZII

Lucrarea este destinată rezolvării unei probleme ce se pune curent în alimentarea cu abur a întreprinderilor industriale și anume problema inerției termice necesară cazanelor, în condițiile locale de exploatare, astfel ca să fie posibilă satisfacerea consumatorilor.

La punctul 2, avînd în vedere importanța aplicativă a problemei și precizia nu prea mare necesară în determinarea caracteristicii de inerție a sistemului de alimentare cu abur, au fost făcute unele aproximații simplificatoare în calculele prezentate și au fost omiși unii factori care influențează în mai mică măsură inerția sistemului : variația cantității de căldură acumulată în partea metalică a cazanului și în pereții conductelor, timpul necesar propagării undei de presiune de la consumator la cazan, ș.a. Luarea în considerare a acestor factori ar fi dus la o relație neliniară între ΔG și Δp ceea ce ar fi complicat în mod nejustificat calculele practice.

În punctele 3 și 4 s-a expus o metodă generală de rezolvare a problemei, metodă care a fost preferată altora mai simple deoarece permite rezolvarea cazurilor practice oricît de complicate ar fi și permite de asemenea rezolvarea problemei în cazul cînd relația între ΔG și Δp este neliniară, deci cînd se ține seama de influența factorilor neglijați la punctul 2.

Efectuarea calculelor, practice, pentru cele două cazuri întîlnite în exploatare, se face în felul următor :

Dacă se dă consumatorul de abur și curba lui caracteristică de consum, se aleg porțiunile de caracteristică prezentînd variațiile cele mai accentuate și mai neregulate și se determină pentru ele valorile constantei K' necesară, din condiția ca variația de presiune în timp să aibă o valoare acceptabilă pentru funcționarea cazanului condus manual (sau automatizat) ; de exemplu 0,01 atm/s. Se alege apoi valoarea cea mai mică a lui K', din cele calculate, și se derermină inversul ei, constanta de inerție a sistemului, K.

Se calculează pentru diferite tipuri de cazane (sau baterii de mai multe tipuri de cazane), care satisfac debitul necesar, constantele de inerție K cu relațiile de la punctul 2 și se aleg acele cazane sau combinații de cazane care asigură o constantă K egală sau mai mare decît cea necesară.

Dacă se dă cazanul sau bateria de cazane care alimentază consumatorii tehnologici industriali, se poate determina variația maximă de sarcină admisibilă la consumator. Pentru aceasta se calculează constanta de inerție K a sistemului, valoarea ei reciprocă K' și se determină pentru cazurile specifice de variație a sarcinii elementele caracteristice : de exemplu la variații liniare panta m a creșterii debitului cu timpul, la variații exponențiale constantele a și b ale exponențialei reprezentînd funcția debit-timp etc.

Cunoașterea în exploatare a caracteristicilor de inerție a sistemului și a variației de debit admise a consumatorului, duce la o exploatare mai corectă a instalațiilor de cazan și la alegerea justă a tipurilor de cazan necesare cazului respectiv.

РАСЧЕТ ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЛОВ

РЕЗЮМЕ

В работе излагается вопрос тепловой инерции системы котел-потребитель и с помощью оперативного расчета определяется изменение давления в котле, когда известно изменение расхода во времени у потребителя и ответная характеристика системы при единичном изменении расхода (эта характеристика определяется по параметрам системы).

Даются общие уравнения, определяющие инерционную характеристику (которая приближенно считается линейной функцией)

$$\Delta G = - K \frac{\Delta p}{\Delta t}, \tag{24}$$

$$R(t) = - K' \Delta t \tag{25}$$

и изменения давления в котле

$$P^{\star}(t) = \int_0^t \frac{\partial G}{\partial \tau} R(t - \tau)\, d\tau. \tag{30}$$

Решается интеграл (30) для случая линейного, показательного, треугольного-периодического изменения расхода.

Используемая авторами формула (30), позволяет решить задачу тепловой инерции для всех теоретических случаев изменения пара у потребителя.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — *a*, *b*, Изменение давления котла, соответствующее скачкообразному изменению расхода.

Рис. 2. — Переходная функция $R(t)$.

Рис. 3. — Изменение функции $G(t)$.

Рис. 4. — Потребитель с теоретическим линейным изменением дополнительного расхода.

Рис. 5. — Потребитель с показательным теоретическим изменением дополнительного расхода.

Рис. 6. — Потребитель с периодическим теоретическим изменением дополнительного расхода.

CALCUL DE LA CARACTÉRISTIQUE D'INERTIE NÉCESSAIRE AUX CHAUDIÈRES INDUSTRIELLES

RÉSUMÉ

Dans ce travail, les auteurs soulèvent le problème de l'inertie thermique d'un système chaudière-consommateur et, à l'aide du calcul opérationnel, déterminent la variation de la pression dans la chaudière, lorsque l'on connaît la variation du débit du consommateur et la caractéristique de réponse du système au saut unitaire du débit, qui peut être déterminée au moyen des paramètres du système.

Les auteurs établissent les équations générales définissant la fonction d'inertie, avec une approximation linéaire

$$\Delta G = - K \frac{\Delta p}{\Delta t}, \tag{24}$$

$$R(t) = - K' \Delta t \tag{25}$$

ainsi que la variation de la pression dans la chaudière sous la forme

$$P^{\star}(t) = \int_0^t \frac{\partial G}{\partial \tau} R(t - \tau) \, d\tau. \tag{30}$$

Ils résolvent l'intégrale (30) dans les cas des sollicitations de débit : linéaire, exponentielle, périodique en triangle.

La formule (30), utilisée par les auteurs, permet de résoudre le problème de l'inertie thermique dans tous les cas théoriques de variation du débit de vapeur chez le consommateur.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1 *a*, *b*. — Allure de la variation de pression de la chaudière correspondant à un saut du débit.
Fig. 2. — Allure de la fonction de transfert $R(t)$.
Fig. 3. — Variation de la fonction $G(t)$.
Fig. 4. — Consommateur à sollicitation théorique linéaire de débit supplémentaire.
Fig. 5. — Consommateur à sollicitation théorique exponentielle de débit supplémentaire.
Fig. 6. — Consommateur à sollicitation théorique périodique de débit supplémentaire.

BIBLIOGRAFIE

1. V. R. CHURCHILL, *Modern Operational Mathematics in Engineering*. Mc Graw-Hill Book Company, New York and London, 1944.
2. TH. KARMAN, M. A. BIOT, *Mathematical Methods in Engineering*. Mc Graw-Hill Book Comp, New York and London, 1940.

CONTRIBUŢII LA STUDIUL EXPERIMENTAL AL ÎNTÎRZIERII LA AUTOAPRINDERE ÎN MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE

INFLUENŢA TURAŢIEI MOTORULUI ŞI A CANTITĂŢII DE GAZE ARSE DIN CAMERA DE ARDERE ÎN CONDIŢIILE MOTOARELOR CU CAMERE DE TURBULENŢĂ

DE

M. NĂSTASE

1. Perioada de întîrziere la aprindere, la motoarele cu aprindere prin comprimare este o fază de o mare importanţă a procesului de ardere. Numeroşi cercetători şi-au îndreptat atenţia asupra fenomenelor care au loc în această perioadă.

În continuarea unor cercetări [1] se prezintă, în articolul de faţă, rezultatele şi concluziile deduse, pe baza studierii influenţei asupra perioadei de întîrziere la aprindere a parametrilor : turaţia motorului şi cantitatea de gaze arse aflate în camera de ardere.

Cercetările s-au efectuat pe un motor policilindric, tip D-35, cu cameră separată de turbulenţă. Instalaţia se compune dintr-un motor cu 4 cilindri, în 4 timpi, cu camere separate de turbulenţă, de 37 C.P. la 1 400 rot/min, o frînă hidraulică şi aparataj de măsură.

Experienţele s-au făcut în următoarele condiţii — în afară de cazurile cînd nu sînt specificate alte valori :

— s-a menţinut turaţia motorului constantă, la 1 205 rot/min, în limitele $\pm$ 5 rot/min ;

— temperatura apei de răcire a fost de 67°C în limitele $\pm$5°C ;

— temperatura aerului aspirat a fost de 25°C în limitele $\pm$ 4°C ;

— avansul la injecţie a fost 10,5° în limitele $\pm$1,5° ;

— presiunea de deschidere a acului injectorului a fost de 125 kgf/cm^2, în limitele $\pm$3 kgf/cm^2 ;

— s-a utilizat o motorină cu următoarele caracteristici :

— densitatea la 15°C (kgf/cm²)	0,858,
— viscozitate la 50°C (°E)	1,58,
— cifra cetanică	53,5,
— punct de anilină	74,8,
— indicele Diesel	55,27,
— temperatura de congelare (°C)	+1,
— hidrocarburi olefinice (%)	4,88,
— hidrocarburi parafinice (%)	46,12,
— hidrocarburi aromatice (%)	17,
— hidrocarburi naftenice (%)	32.

Distilă :

punct inițial (°C)	220,
la 250°C (%)	11,
la 300°C (%)	50,
la 350°C (%)	82.

2. *Influența turației motorului.* În figurile 1 și 2 sînt prezentate rezultatele cercetărilor făcute pentru 4 sarcini, determinate de cantitățile de combustibil injectate în motor : 0,200, 0,300, 0,400 și 0,500 g/s.cil.

În aceste figuri s-a trasat variația perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε și a perioadelor de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 și la aprinderea cu flacără caldă τ_2 măsurate în fracțiuni de secundă și în grade de rotație ale arborelui cotit, în funcție de turația motorului, în conformitate cu interpretarea dată perioadei de întîrziere la aprindere în lucrarea [1].

După cum rezultă din diagrame, o dată cu mărirea turației motorului, perioada de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 măsurată în fracțiuni de secundă, se micșorează. Către turații mai mari, influența turației este mai redusă.

Perioada de inducție la aprindere cu flacără caldă τ_2, poate fi considerată constantă, în condițiile studiate de funcționare ale motorului. Variația perioadei τ_2 cu turația nu iese din limitele erorilor posibile de măsură.

Măsurînd perioadele de inducție τ_1 și τ_2 în grade de rotație ale arborelui cotit (fig. 2) se constată că perioada τ_1 crește relativ încet, cu mărirea turației iar perioada τ_2 crește puternic.

Perioada de întîrziere la aprindere τ_ε fiind suma celor două perioade de inducție τ_1 și τ_2 scade cu creșterea turației dacă este măsurată în fracțiuni de secundă — și crește cu mărirea turației, dacă este măsurată în grade de rotație ale arborelui cotit.

Analizînd influența turației asupra perioadei de întîrziere la aprindere se găsește că mărind turația motorului, sînt modificați următorii parametrii : pierderile de căldură prin pereții cilindrului și ai camerei de turbulență, regimul de temperatură al fluidului motor, turația pompei de combustibil, turbulența aerului din camera de turbulență.

Mărirea turației motorului conduce la creșterea vitezei de deplasare a pistonului și, ca urmare, a vitezei cu care se deplasează aerul din camera propriu-zisă în camera de turbulență. Pierderile de căldură, de la aerul comprimat la pereții cilindrului, sînt mai mari și regimul termic al aerului

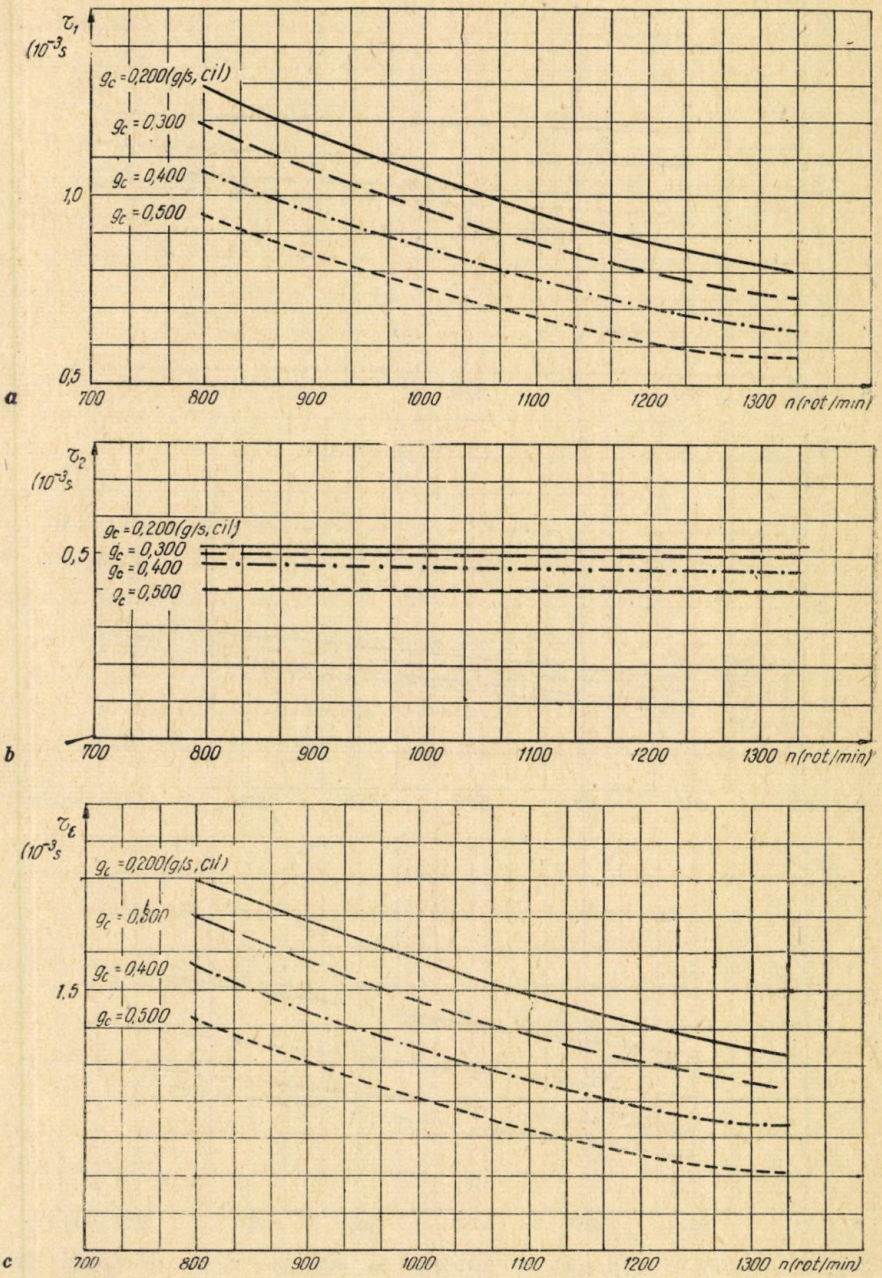


Fig. 1. — Variaţia perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε şi a perioadelor de inducţie τ_1 şi τ_2 măsurate în fracţiuni de secundă, funcţie de turaţie, pentru diferite sarcini ale motorului : *a* — perioada de inducţie la aprinderea cu flacără rece τ_1 ; *b* — perioada de inducţie la aprindere cu flacără caldă τ_2 ; *c* — perioada de întîrziere la aprindere τ_ε.

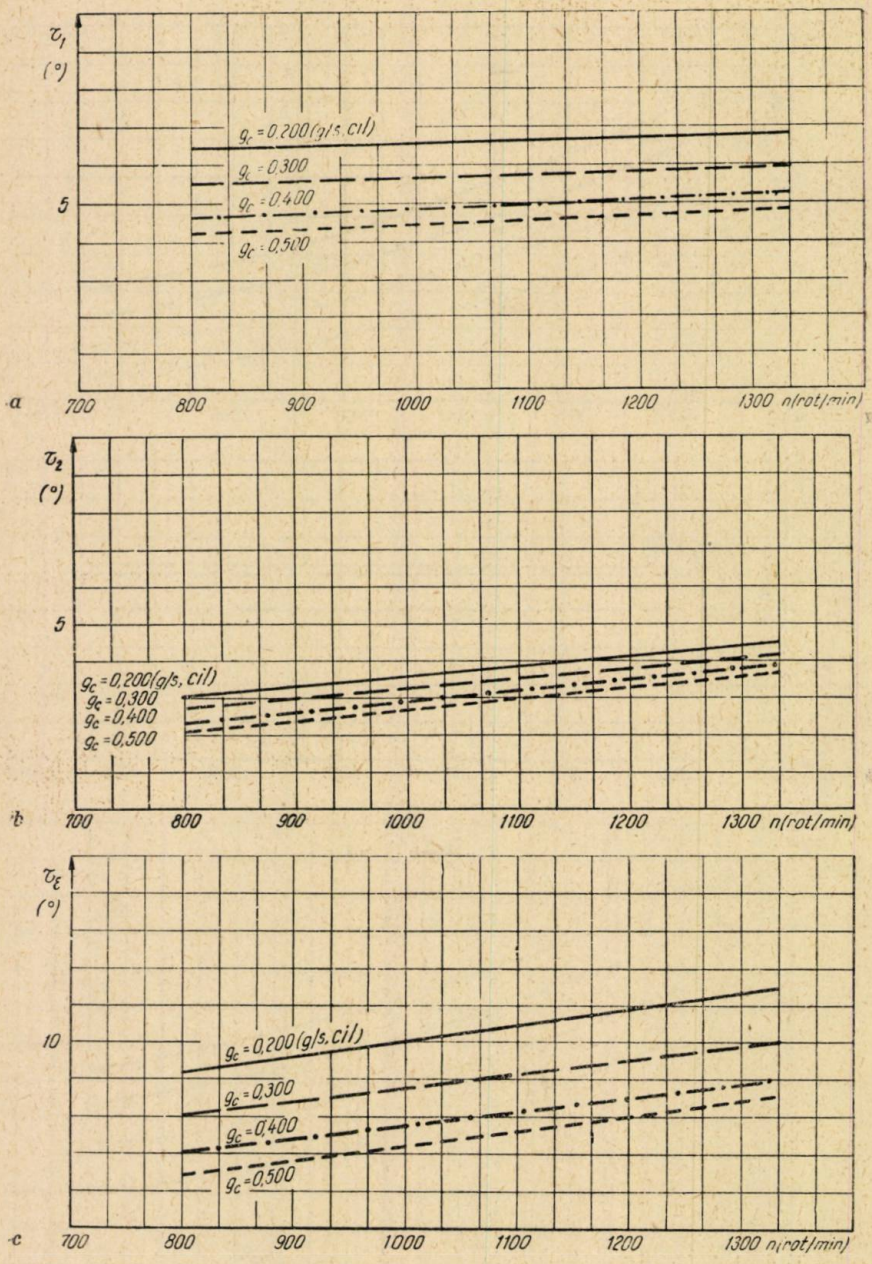


Fig. 2. — Variaţia perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε şi a perioadelor de inducţie τ_1 şi τ_2 măsurate în grade de rotaţie a arborelui cotit, funcţie de turaţie, pentru diferite sarcini ale motorului : *a* — perioada de inducţie la aprindere cu flacără rece τ_1 ; *b* — perioada de inducţie la aprinderea cu flacără caldă τ_2 ; *c* — perioada de întîrziere la aprindere τ_ε.

este astfel mai redus. Perioada de întîrziere la aprindere tinde, din această cauză, să crească.

Pe de altă parte, mărirea turației reduce timpul cît stă aerul în contact cu pereții cilindrului, ceea ce micșorează pierderile termice.

Aceste influențe contradictorii se anulează integral sau parțial.

La o turație mai mare, numărul de cicluri realizate de motor în unitatea de timp și deci și cantitatea de căldură cedată de combustibil, prin ardere, în unitatea de timp, este mai mare. Temperatura pereților camerei de ardere și ca urmare temperaturile locale ale fluidului motor sînt mai ridicate. Perioada de întîrziere la aprindere este din acest motiv, mai redusă.

Experimental, [1], [2], [3], s-a constatat că influența temperaturilor locale ale fluidului motor, în regimurile temperaturilor relativ înalte, are o slabă influență asupra perioadei τ_1 și chiar o influență negativă asupra perioadei τ_2 (creșterea temperaturii mărește perioada τ_2).

Regimurile de plină sarcină ale funcționării motorului se situează în condițiile avansurilor la injecție în care s-au făcut experiențele, în acest domeniu de variație al temperaturilor locale ale fluidului motor. Rezultă că, reducerea determinată experimental a perioadei de întîrziere la aprindere, o dată cu creșterea turației motorului pentru regimul de plină sarcină, se datorește numai într-o mică măsură creșterii temperaturilor locale ale fluidului motor prin mărirea turației motorului. Cum scăderea perioadei de întîrziere la aprindere este aproximativ aceeași și în regimurile de sarcini parțiale, observația de mai sus poate fi extinsă și asupra acestor regimuri de funcționare ale motorului.

Mărirea turației pompei de injecție contribuie de asemenea la reducerea perioadei de întîrziere la aprindere prin mărirea fineței de pulverizare. Acest efect, după cum arată experiențele făcute în condiții de bombă [4], este relativ redus.

O dată cu creșterea turației motorului, se realizează o mărire a turbulenței aerului (a vitezei de mișcare a aerului în camera de turbulență) ca urmare a măririi vitezei de deplasare a pistonului. Prin mărirea turbulenței se activează procesele fizice ce au loc în perioada τ_1, anume vaporizarea și amestecarea combustibilului cu aerul. Se crează, într-un timp scurt, condițiile de dozaj necesare declanșării reacțiilor chimice.

Cum aceeași reducere a perioadei de întîrziere la aprindere cu mărirea turației motorului se observă în toate regimurile de sarcină, și cum ceilalți parametri analizați au o influență relativ redusă, înseamnă că turbulența aerului este factorul determinat în reducerea perioadei de întîrziere la aprindere.

Faptul că spre turații mai mari se constată o scădere mai redusă a perioadei de inducție τ_1 și deci și a perioadei de întîrziere la aprindere τ_i se datorește fie unei necorespondențe între creșterea turbulenței și creșterea turației, fie unei influențe mai reduse a turbulenței aerului, pe măsura intensificării ei, asupra proceselor fizice care au loc în perioada τ_1.

Din analiza variației perioadei τ_2 cu modificarea turației motorului, se trage concluzia că asupra proceselor chimice, turbulența are o influență redusă nesesizată, prin metoda de cercetare utilizată.

Prin urmare, influența turației motorului asupra perioadei de întîrziere la aprindere în condițiile motorului studiat poate fi explicată prin rolul determinat pe care-l joacă turbulența aerului în micșorarea perioadei fizice necesară declanșării reacțiilor chimice, prin accelerarea evaporării combustibilului și amestecarea vaporilor de combustibili cu aerul înconjurător.

3. *Influența gazelor arse din camera de ardere.* După cum arată literatura, prezența gazelor arse în cilindrul motorului, modifică perioada de întîrziere la aprindere, ținînd seama de următoarele influențe posibile :

a) Prin cedarea unei părți a energiei termice, pe care o posedă gazele arse rămase în cilindrul motorului, se încălzește aerul aspirat în motor. Temperaturile locale ale fluidului din camera de ardere, în timpul injecției sînt mai ridicate, procesele fizico-chimice din perioada de întîrziere la aprindere sînt accelerate.

b) Gazele de ardere sînt formate în majoritatea lor, din gaze inerte : CO_2, N_2, vapori de apă. Aceste gaze pot înhiba lanțurile de reacții care se declanșează în camera de ardere. Viteza de ardere este mai redusă, durata de timp în care au loc procesele respective, mai mare.

c) În cantități mari, gazele de ardere împiedică aspirarea în motor a aerului. În acest fel, amestecul combustibil-aer, necesar declanșării diferitelor reacții, care au loc în procesul polistadial al aprinderii combustibilului, se realizează mai greu, din lipsă de oxigen. Perioada de întîrziere la aprindere este mărită.

În condițiile unor cantități relativ reduse de gaze arse, prezente în camera de ardere, perioada de întîrziere la aprindere crește sau scade o dată cu mărirea cantității de gaze arse, după cum se manifestă prima sau a doua influență.

Autorul și-a propus să urmărească care din influențele arătate mai sus se manifestă în cazul motoarelor cu camere de turbulență, atunci cînd se reține gaze arse, prin mărirea contrapresiunii din galeria de evacuare și prin recirculare de gaze arse.

Rezultatele obținute asupra influenței cantității de gaze arse reținute în cilindrul motorului prin mărirea contrapresiunii asupra perioadei de întîrziere la aprindere și a perioadelor de inducție τ_1 și τ_2 sînt indicate în figura 3. În aceste diagrame s-au trasat pentru diferite sarcini, variațiile perioadelor de inducție la aprinderea cu flacără rece τ_1 și la aprinderea cu flacără caldă τ_2 și a perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε funcție de diferite contrapresiuni în galeria de evacuare.

Examinarea acestor diagrame arată că în domeniul de contrapresiune studiat, adică între aproximativ 30 și 400 mm col. Hg atît perioada de inducție τ_1, cît și perioada de întîrziere la aprindere τ_ε scad ușor cu creșterea presiunii din conducta de evacuare. Perioada de inducție la aprinderea cu flacără caldă τ_2 nu suferă nici o influență care să depășească limita erorilor metodei de cercetare, adică mai mare ca 0,5°. Totuși se poate considera că există tendința ca și această perioadă să scadă cu creșterea presiunii din conducta de evacuare.

S-a calculat coeficientul de gaze arse și cu ajutorul acestuia cantitatea de gaze arse rămase în cilindrul motorului în diferite condiții realizate

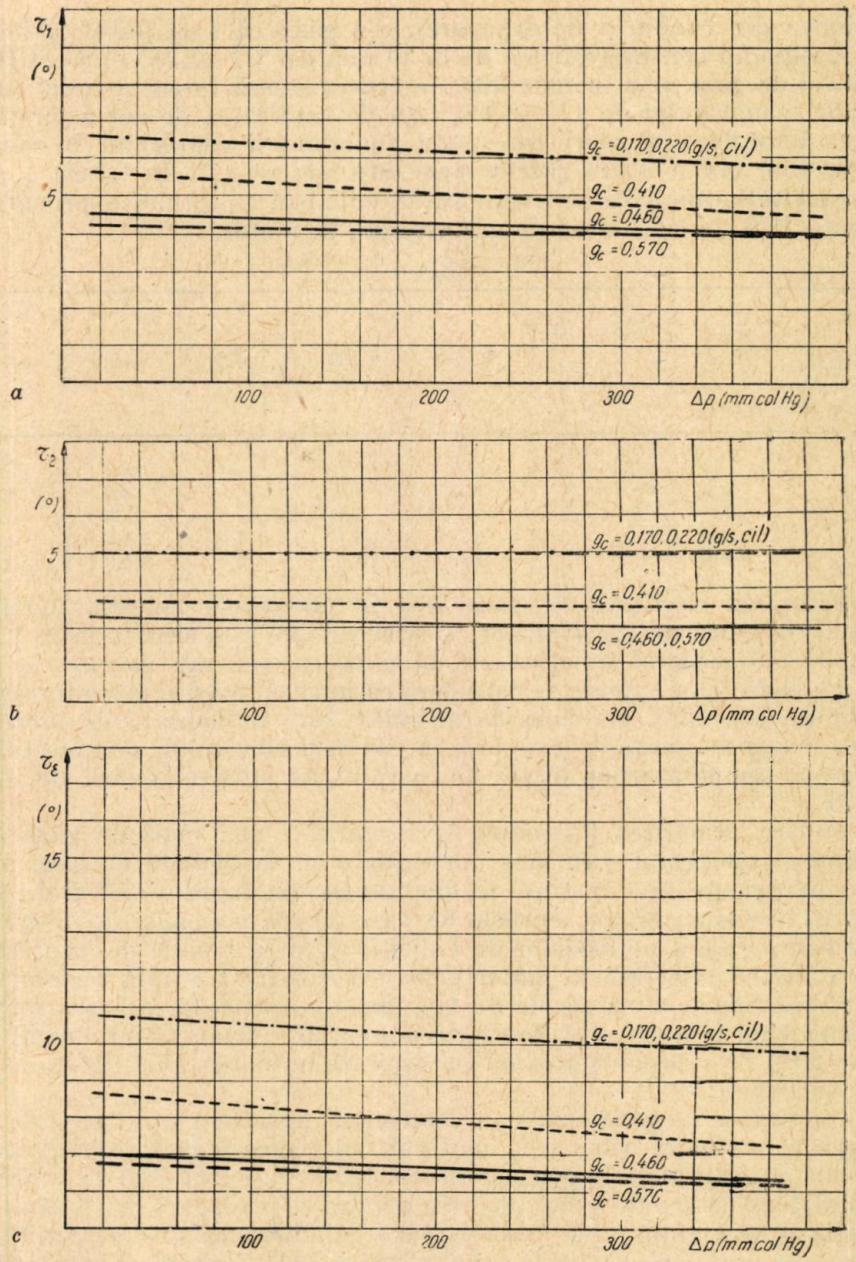


Fig. 3. — Variaţia perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε şi a perioadelor de inducţie τ_1 şi τ_2 funcţie de contrapresiunea din conducta de evacuare, pentru diferite cantităţi de combustibil injectate în motor : *a* — perioada de inducţie la aprinderea cu flacără rece τ_1 ; *b* — perioada de inducţie la aprinderea cu flacără caldă τ_2 ; *c* — perioada de întîrzire la aprindere τ_ε.

(presiunea din conducta de evacuare). S-a găsit că s-au putut reține în motor, ridicînd contrapresiunea de la 30 mm col Hg la 400 mm col Hg o cantitate de gaze arse în plus față de cea existentă în cazul funcționării normale a motorului de 1,6—2,4% față de cantitatea de aer aspirată în motor. Valorile mai mari corespund funcționării motorului în sarcini reduse, cînd temperatura gazelor arse este mai redusă. În tabela 1, sînt date cantitățile de gaze arse reținute în cilindrul motorului exprimate în procente față de cantitatea de aer aspirată în motor.

Tabela 1

Contrapres. în țevăria de evacuare (mm.col.Hg) \ Sarcina (g/s. cil)	0,170	0,220	0,420	0,470	0,550
28	6,2	5,9	4,5	4,3	3,8
100	6,8	6,5	4,9	4,7	4,2
230	7,5	7,2	5,5	5,3	4,6
320	8,0	7,8	5,9	5,6	4,8
430	8,6	8,1	6,4	6,0	5,4

Creșterea cantității de gaze arse în procentele arătate, modifică puțin coeficientul de exces de aer, a cărei valoare este situată între 1,4 și 5, după cum motorul funcționează în plină sarcină sau în mers în gol.

Pe baza celor expuse, se consideră că în cazul măririi contrapresiunii gazelor de evacuare, perioada de întîrziere este influențată de prezența unei cantități mai mari de gaze arse în cilindrul motorului, prin efectul de ridicare a temperaturilor locale ale aerului, la sfîrșitul cursei de comprimare.

Pentru urmărirea influenței unei cantități mai mari de gaze arse în cilindrul motorului s-au făcut experiențe cu recirculare de gaze arse. Aceste experiențe sînt ilustrate în diagramele din figurile 4, 5 și 6. S-au trasat în aceste diagrame, curbele de variație ale perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε și a perioadelor de inducție τ_1 și τ_2 funcție de cantitatea de combustibil injectată în motor pentru 3 cazuri: I — fără recirculare; II — recirculînd o cantitate de 8—9% față de cantitatea de aer aspirată în motor, cînd funcționează fără recirculare; III — recirculînd o cantitate de 18—20% față de cantitatea de aer aspirată în motor, cînd funcționează fără recirculare.

Cantitățile de gaze arse s-au determinat măsurînd cantitatea de aer aspirată în motor în cazul cînd motorul funcționează fără recirculare de gaze arse și cantitatea de aer aspirată în motor în cazul cînd se recirculă o anumită cantitate de gaze arse din țevăria de evacuare, în țevăria de aspirație a motorului. S-a făcut ipoteza că diferența dintre cantitățile de aer, măsurate în condițiile recirculării și fără recirculare, reprezintă cantitatea de gaze arse aspirate de motor, prin recirculare.

Motorul a funcționat cu avansurile la injecție: 3—4°, 7—8°, 9—10°. Gazele au fost introduse direct din țevăria de evacuare, în țevăria de aspirație, în imediata apropiere a colectoarelor de evacuare și aspirație.

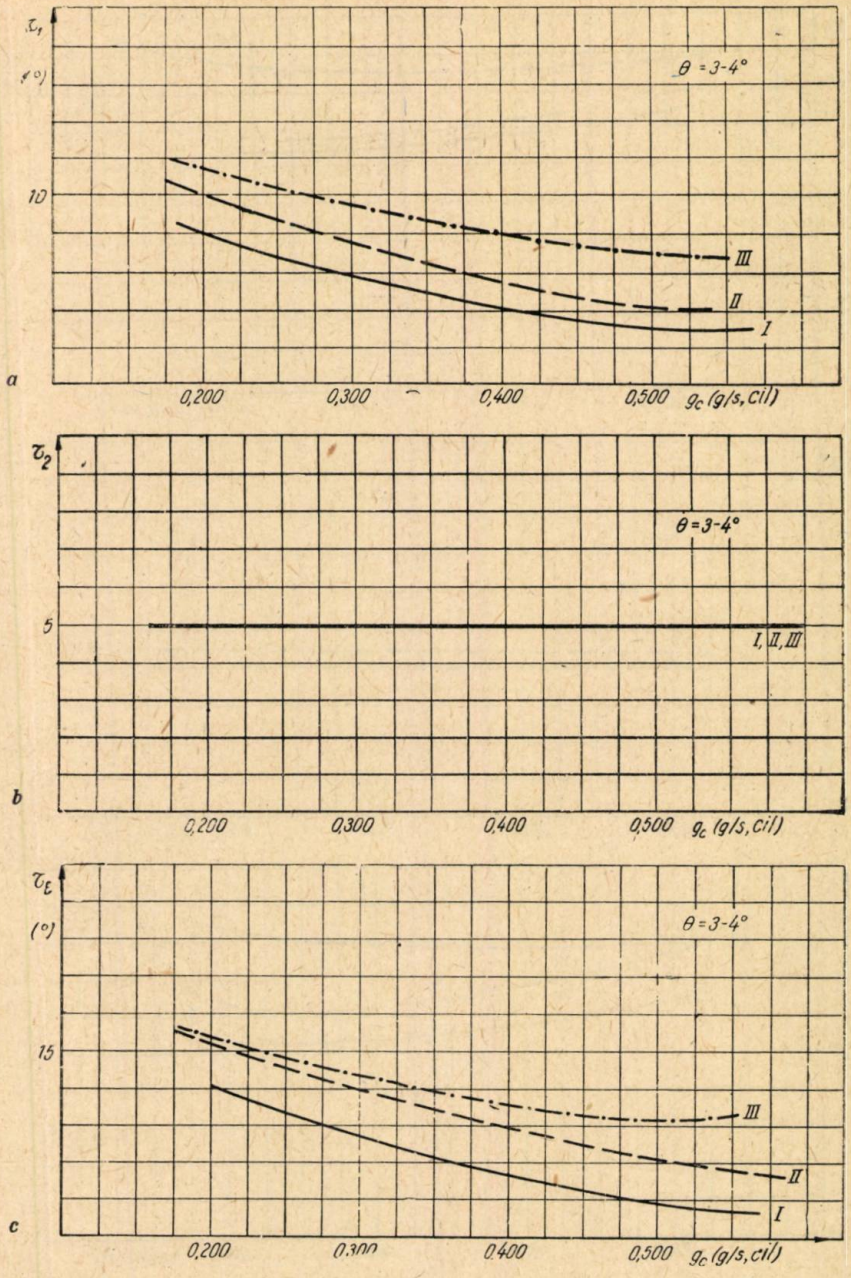


Fig. 4. — Variaţia perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε şi a perioadelor de inducţie τ_1 şi τ_2 funcţie de diferite cantităţi de combustibil injectate în motor, pentru diferite cantităţi de gaze de ardere recirculate. Avansul de injecţie 3—4 grade de rotaţie al arborelui cotit. I — fără recirculare de gaze arse ; II — recirculă 8—9 % gaze arse faţă de aer aspirat în motor ; III — recirculă 18—20 % gaze arse de cantitatea de aer aspirată în motor ; *a* — perioada de inducţie la aprinderea cu flacără rece τ_1 ; *b* — perioada de inducţie la aprindere cu flacără caldă τ_2 ; *c* — perioada de întîrziere la aprindere τ_ε.

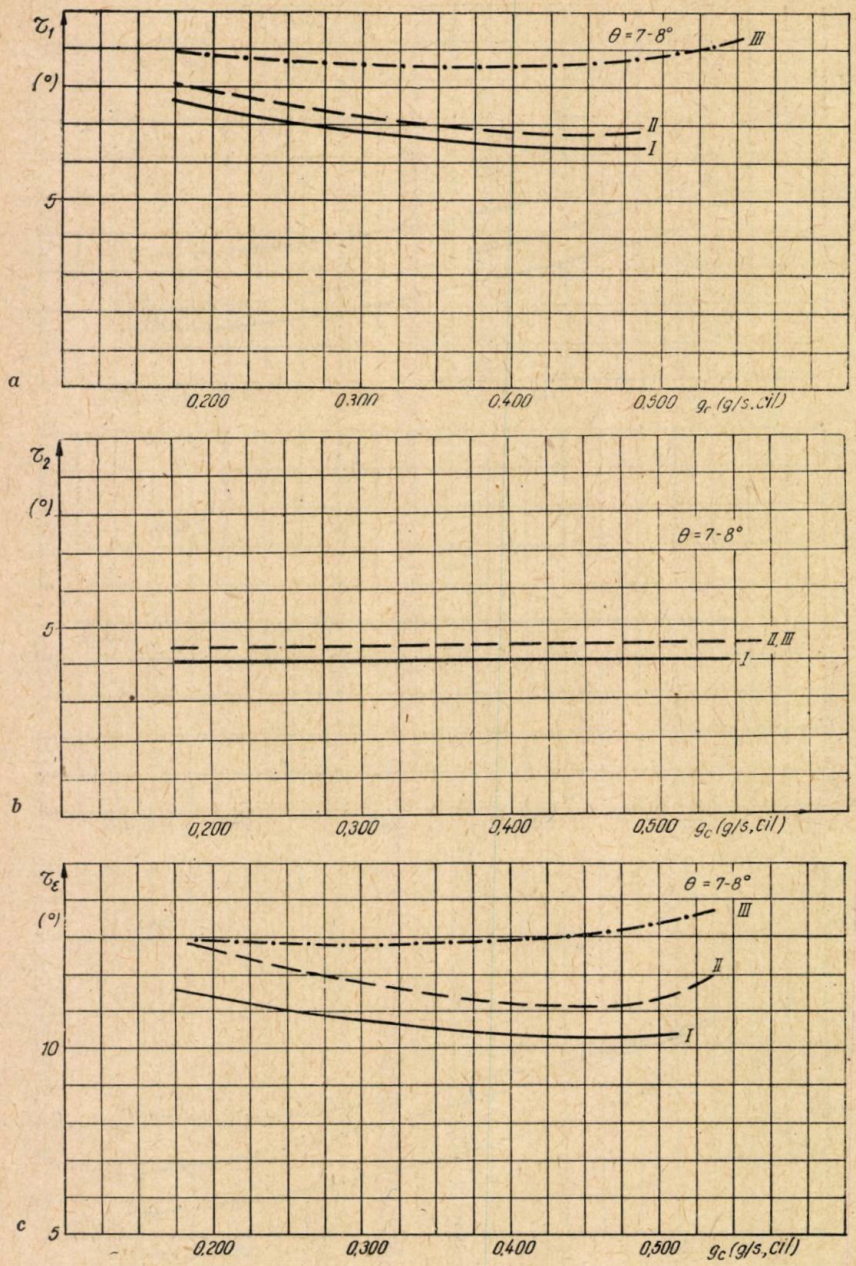


Fig. 5. — Variaţia perioadei de întîrziere la aprindere şi a perioadelor de inducţie τ_1 şi τ_2 funcţie de diferite cantităţi de combustibil injectate în motor, pentru diferite cantităţi de gaze recirculate. Avansul la injecţie 7—8 grade de rotaţie ale arborelui cotit. I — fără recirculare de gaze arse; II — recirculă 8—9% gaze arse faţă de aer aspirat în motor; III — recirculă 18 — 20% gaze arse de cantitatea de aer aspirată în motor; *a* — perioada de inducţie la aprinderea cu flacără rece τ_1; *b* — perioada de inducţie la aprinderea cu flacără caldă τ_2; *c* — perioada de întîrziere la aprindere τ_{ε}. ε.

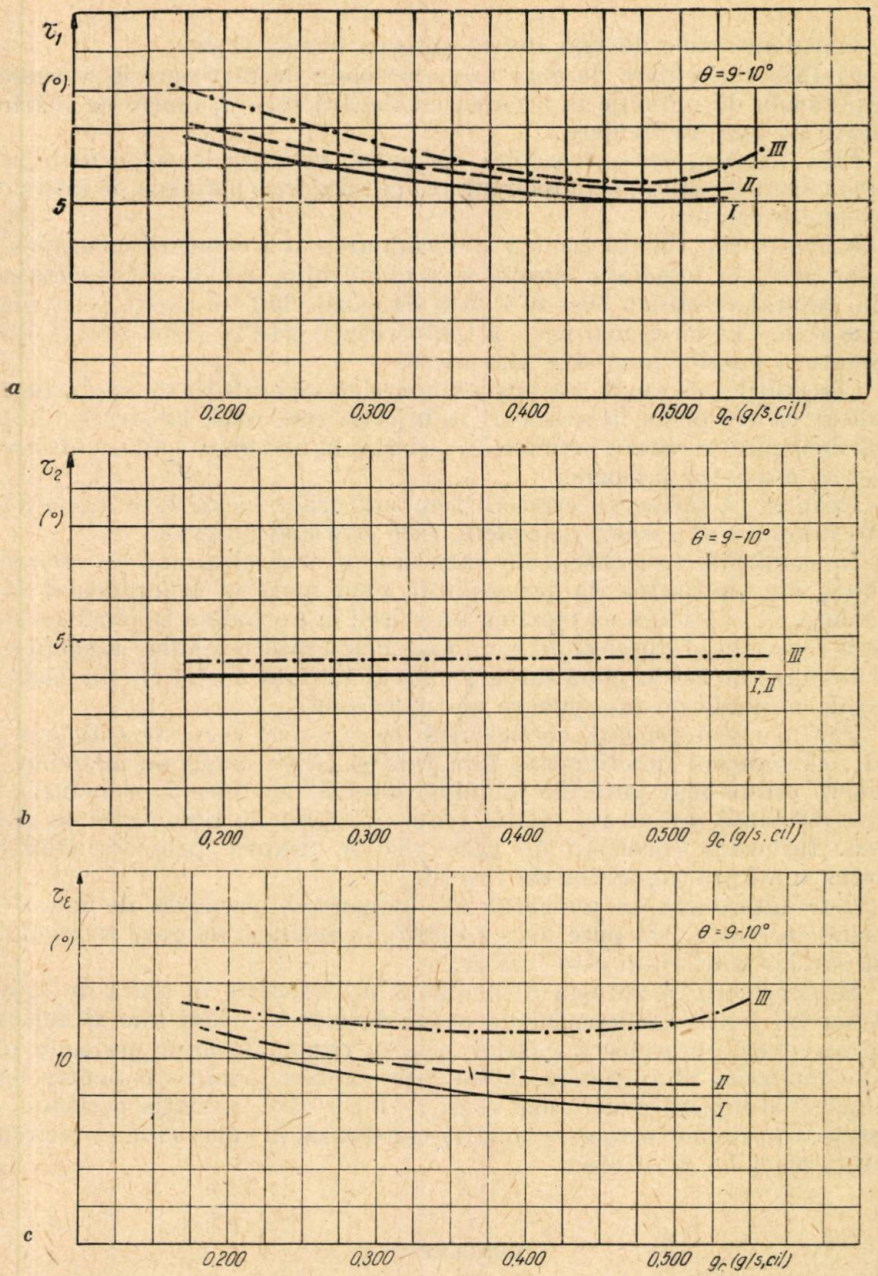


Fig. 6. — Variaţia perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε şi a perioadelor de inducţie τ_1 şi τ_2 funcţie de diferite cantităţi de combustibil injectate în motor pentru diferite cantităţi de gaze recirculate. Avansul la injecţie 9—10 grade. I — fără recirculare de gaze arse; II — recirculă 8—9% gaze arse faţă de aer aspirat în motor; III — recirculă 18—20% gaze arse de cantitatea de aer aspirată în motor; *a* — perioada de inducţie la aprinderea cu flacără rece τ_1; *b* — perioada de inducţie la aprindere cu flacără caldă τ_2; *c* — perioada de întîrziere la aprindere τ_ε.

Din diagramele de mai sus se observă următoarele :

a) Prin recirculare de gaze arse, perioada de întîrziere la aprindere τ_ε și perioada de inducție la arderea cu flacără rece τ_1 crește cu mărirea cantității de gaze recirculate.

Prin urmare, spre deosebire de cazul reținerii gazelor arse prin mărirea contrapresiunii, prin recircularea gazelor arse perioada de întîrziere la aprindere crește.

Măsurătorile făcute pentru determinarea temperaturii amestecului aer-gaze arse, în imediata apropiere a cilindrului, arată că temperatura aerului aspirat crește cu 30—40°C față de cazul cînd nu există recirculare de gaze arse. Creșterea mai mare a temperaturii este la plină sarcină, cînd temperatura gazelor arse este mai mare.

Cercetările efectuate asupra influenței temperaturii de aspirație (1) au arătat că cel puțin la avansuri la injecție mai mici, creșterea temperaturii de aspirație reduce perioadele τ_1 și τ_2 și în nici un caz nu s-a observat o creștere a acestor perioade.

Rezultă că influența creșterii temperaturilor locale este anulată de efectul inhibitor al gazelor de ardere, care este mai puternic.

În condițiile recirculării de gaze arse și mai ales cînd se recirculă 18—20% din cantitatea de aer aspirată cînd motorul funcționează fără recirculare, se consideră că mărirea întîrzierii la aprindere la plină sarcină poate fi datorată și lipsei de oxigen. Calculele arată o scădere a coeficientului de exces de aer la plină sarcină pînă la 1,2 față de 1,4 cît s-a găsit în condițiile normale de funcționare ale motorului.

Faptul că în general, coeficientul de exces de aer este suficient de ridicat, că motorul funcționează fără fum și că perioada de întîrziere la aprindere crește mai puternic la plină sarcină, ne duce la concluzia că această influență are un rol relativ redus și limitat la regimurile de plină sarcină. Influența cantității de gaze arse se traduce prin acțiunea lor inhibitoare asupra lanțurilor de reacții.

Este interesant de remarcat că, în general, perioada de întîrziere la aprindere crește mai puternic cu mărirea cantității de gaze recirculate, cu cît sarcina motorului este mai mare.

Se consideră că această dependență se datorește în afară de faptul că la sarcini mari, coeficientul de exces de aer este mai mic și acțiunii inhibitoare mai puternice a gazelor arse în condițiile unor perioade mai mici de întîrziere la aprindere. Acest fapt explică și motivul pentru care la avansuri la injecții relativ mai mari 7—8°, 9—10°, variația perioadei de întîrziere la aprindere este aproximativ constantă, în cazul cînd se recirculă cantități mari de gaze arse.

CONCLUZII

a) S-a constatat că perioada de întîrziere la aprindere este redusă, prin micșorarea perioadei τ_1, o dată cu creșterea turației ;

b) Reducerea perioadei de întîrziere la aprindere τ_ε și deci și a perioadei τ_1 — în condițiile măririi turației motorului, se datorează unei

serii de factori : turbulenței, temperaturilor locale din camera de turbulență în perioada de întîrziere la aprindere, îmbunătățirii influenței de pulverizare prin mărirea turației pompei de combustibil etc. Dintre toți acești factori, interpretarea influenței a acestor factori, duce la concluzia că turbulența are rolul cel mai important.

c) Aprecierea mărimii perioadei de întîrziere la aprindere cu o relație de tipul $\tau p^n e^{\frac{-c_2}{I_{c_1}}}$, care nu ține seama decît de influența presiunii și temperaturii, nu este valabilă decît în anumite condiții de turbulență, determinate prin coeficienții c_1, c_2.

d) Gazele de ardere prezente în camera de ardere, influențează procesele fizico-chimice, din perioada de întîrziere la aprindere.

Cercetările au arătat că, mărirea contrapresiunii gazelor din conducta de evacuare, scade ușor perioadele de inducție τ_1 și τ_2 prin efectul de creștere a temperaturilor locale din camera de turbulență.

Mărirea cantității de gaze arse din motor prin recirculare mărește perioada de întîrziere la aprindere și perioadele de inducție constituente τ_1 și τ_2, ca urmare a efectului de inhibare a reacțiilor chimice și de micșorare — în regimurile sarcinilor mari — a coeficientului de exces de aer.

ВКЛАД В ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ЗАПАЗДЫВАНИЯ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ И КОЛИЧЕСТВА ГОРЮЧИХ ГАЗОВ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДЛЯ СЛУЧАЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБУЛЕНТНОЙ КАМЕРОЙ

РЕЗЮМЕ

Автор, на основании экспериментальных исследований, анализирует влияние числа оборотов коленчатого вала и количества горючих газов на период запаздывания при зажигании и периоды индукции при зажигании с холодным и горячим факелом.

Замечается снижение периода запаздывания для зажигания при уменьшении периода индукции при зажигании с холодным факелом τ_1 одновременно с ростом скорости вращения, благодаря в основном увеличению турбулентности воздуха в турбулентной камере.

Увеличение противодавления газа в выхлопном натрубке приводит к небольшому уменьшению периодов индукции τ_1 и τ_2, приводя к подъему теплового режима жидкости в турбулентной камере.

При увеличении количества горючих газов в цилиндре двигателя путем рециркуляции увеличивается период запаздывания зажигания и составные периоды индукции τ_1 и τ_2, как следствие эффектов ингибации химических реакций и препятствия засасывания достаточного количества воздуха, необходимого для горения.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Изменение периода запаздывания зажигания τ_ε и периодов индукции τ_1 и τ_2, измеряемое долями секунды, в зависимости от скорости вращения для различных нагрузок двигателя;

a — период индукции при зажигании холодным факелом τ_1;

b — период индукции при зажигании горячим факелом τ_2;

c — период запаздывания зажигания τ_ε.

Рис. 2. — Изменение периода запаздывания зажигания τ_ε и периодов индукции τ_1 и τ_2, измеряемое в градусах поворота коленчатого вала, в зависимости от скорости вращения, при различных нагрузках двигателя;

a — период индукции при зажигании холодным факелом τ_1;

b — период индукции при зажигании горячим факелом τ_2;

c — период запаздывания при зажигании τ_ε.

Рис. 3. — Изменение периода запаздывания зажигания τ_ε и периодов индукции τ_1 и τ_2 в зависимости от противодавления в выхлопном натрубке для различных количеств инжектируемого топлива в двигателе:

a — период индукции при зажигании холодным факелом τ_1;

b — период индукции при зажигании горячим факелом τ_2;

c — период запаздывания зажигания τ_ε.

Рис. 4. — Изменение периода запаздывания зажигания τ_ε и периодов индукции τ_1 и τ_2 в зависимости от количества топлива, инжектируемого в двигатель, для различных количеств рециркулируемых горючих газов. Аванс инжекции при 3—4 градусах поворота коленчатого вала.

I — без рециркуляции горючих газов;

II — рециркулируется 8—9 % горючих газов по отношению к отсасываемому воздуху в двигателе,

III — рециркулируется 18—20 % горючих газов по отношению к отсасываемому воздуху в двигателе;

a — период индукции при зажигании холодным факелом τ_1;

b — период индукции при зажигании горячим факелом τ_2;

c — период запаздывания при зажигании τ_ε.

Рис. 5. — Изменение периода запаздывания зажигания и периодов индукции τ_1 и τ_2 в зависимости от различных количеств инжектируемого топлива в двигателе для различных количеств рециркулируемого газа. Аванс инжекции при 7—8 градусах поворота штурвала.

I — без рециркуляции горючих газов;

II — рециркулируется 8—9 % горючих газов по отношению к отсасываемому воздуху в двигателе;

III — рециркулируется 18—20 % горючих газов по отношению к отсасываемому воздуху в двигателе;

a — период индукции при зажигании холодным факелом τ_1;

b — период индукции при зажигании горячим факелом τ_2;

c — период запаздывания зажигания τ_ε.

Рис. 6. — Изменение периода запаздывания зажигания τ_ε и периодов индукции τ_1 и τ_2 в зависимости от количества топлива, инжектируемого в двигатель, для различных количеств рециркулируемых газов. Аванс инжекции при 9—10 градусах.

I — без рециркуляции горючих газов;

II — рециркулируется 8—9 % горючих газов в зависимости от отсасываемого воздуха в двигателе;

III — рециркулируется 18—20 % горючих газов от количества отсасываемого воздуха в двигателе;

a — период индукции при зажигании холодным факелом τ_1;

b — период индукции при зажигании горячпм факелом τ_2;

c — период запаздывания зажигания τ_ε.

CONTRIBUTION À L'ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DU RETARD À L'AUTOALLUMAGE DANS LES MOTEURS DIESEL

INFLUENCE DE LA VITESSE DU MOTEUR ET DE LA QUANTITÉ DE GAZ RÉSIDUELS DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION, DANS LES CONDITIONS DES MOTEURS À CHAMBRE DE TURBULENCE

RÉSUMÉ

En partant de certaines recherches expérimentales, l'auteur analyse l'influence de la vitesse de rotation et des gaz de combustion sur le délai d'inflammation et sur la période d'induction de l'allumage à flamme froide et à flamme chaude.

On constate une diminution de la période de retard à l'allumage, lorsque la période d'induction τ_1 de l'allumage à flamme froide diminue, tandis que la vitesse de rotation augmente. Le phénomène est dû surtout à l'augmentation de la turbulence de l'air dans la chambre de turbulence.

L'accroissement de la contre-pression des gaz résiduels dans le collecteur d'échappement produit une légère diminution des périodes d'induction τ_1 et τ_2, par suite du régime thermique plus élevé du fluide dans la chambre de turbulence.

Lorsque la quantité des gaz résiduels dans le cylindre du moteur est augmentée par recirculation, la période du délai d'inflammation et les périodes d'induction correspondantes τ_1 et τ_2 augmentent aussi, à cause des effets d'inhibition des réactions chimiques et d'empêchement de l'aspiration en quantité suffisante de l'air nécessaire à la combustion.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Variation de la période du délai d'inflammation τ_ε et des périodes d'induction τ_1 et τ_2, exprimées en fractions de seconde, en fonction de la vitesse de rotation, aux diverses charges du moteur.

a — période d'induction τ_1 de l'allumage à flamme froide ;
b — période d'induction τ_2 de l'allumage à flamme chaude ;
c — délai d'inflammation τ_ε.

Fig. 2. — Variation du délai d'inflammation τ_ε et des périodes d'induction τ_1 et τ_2 exprimées en degrés de rotation du vilebrequin, en fonction de la vitesse de rotation, aux diverses charges de moteur :

a — période d'induction τ_1 de l'allumage à flamme froide ;
b — période d'induction τ_2 de l'allumage à flamme chaude ;
c — délai d'inflammation τ_ε.

Fig. 3. — Variation du délai d'inflammation τ_ε et des périodes d'induction τ_1 et τ_2 en fonction de la contre-pression dans le collecteur d'évacuation, pour diverses quantités de combustible injectées dans le moteur :

a — période d'induction τ_1 de l'allumage à flamme froide ;
b — période d'induction τ_2 de l'allumage à flamme chaude ;
c — délai d'inflammation τ_ε.

Fig. 4. — Variation du délai d'inflammation τ_ε et des périodes d'induction τ_1 et τ_2 en fonction des diverses quantités de combustible injectées dans le moteur, pour diverses quantités de gaz résiduels recirculées. Avance à l'injection 3—4° de rotation du vilebrequin.

I — sans recirculation des gaz résiduels ;

II — avec recirculation de 8—9 % des gaz résiduels par rapport à la quantité d'air aspiré par le moteur ;

III — avec recirculation de 18—20 % des gaz résiduels par rapport à la quantité d'air aspiré par le moteur ;

a — période d'induction τ_1 de l'allumage à flamme froide ;

b — période d'induction τ_2 de l'allumage à flamme chaude ;

c — délai d'inflammation τ_ε.

Fig. 5. — Variation du délai d'inflammation τ_ε et des périodes d'induction τ_1 et τ_2 en fonction des diverses quantités de combustible injectées dans le moteur, pour diverses quantités de gaz résiduels recirculés. Avance à l'injection 7—8° de rotation du vilebrequin.

I — sans recirculation de gaz résiduels ;

II — avec recirculation de 8—9% des gaz résiduels par rapport à l'air aspiré par le moteur ;

III — avec recirculation de 18—20% des gaz résiduels par rapport à la quantité d'air aspiré par le moteur ;

a — période d'induction τ_1 de l'allumage à flamme froide ;

b — période d'induction τ_2 de l'allumage à flamme chaude ;

c — délai d'inflammation τ_ε.

Fig. 6. — Variation du délai d'inflammation τ_ε et des périodes d'induction τ_1 et τ_2 en fonction des diverses quantités de combustible injectées dans le moteur, pour diverses quantités de gaz résiduels recirculés. Avance à l'injection 9—10° de rotation du vilebrequin.

I — sans recirculation de gaz résiduels ;

II — avec recirculation de 8—9% des gaz résiduels par rapport à la quantité d'air aspiré par le moteur ;

III — avec recirculation de 18—20% des gaz brûlés par rapport à la quantité d'air aspiré par le moteur ;

a — période d'induction τ_1 de l'allumage à flamme froide ;

b — période d'induction τ_2 de l'allumage à flamme chaude τ_2 ;

c — délai d'inflammation τ_ε.

BIBLIOGRAFIE

1. M. NĂSTASE, *Contribuţii la studiul experimental al întîrzierii la aprindere în motoarele cu aprindere prin comprimare.* Studii şi cercetări de energetică, **X**, *2* (1960).
2. В. И. БАСЕВИЧ, А. С. СОКОЛИК, *Физико-химические воспламенения в двигателях с воспламенением от сжатия. Поршневые двигатели внутреннего сгорания.* Из. Ак. Наук СССР — Москва 1956.
3. А. Н. ВОИНОВ, *Исследование воспламенения гомогенных топливо-воздушных смесей от сжатия и от накаленной поверхности.* Сборник докладов конференции „Сгорание и смесеобразование в дизелях", **I**, Москва, 1958.
4. М. Н. КУХАРЕВ, *Исследование распыливания топлива применительно к быстроходным дизелям.* Исследования распыливания и горения дизельного топлива (87). Машгиз, Москва, 1959.

STUDIUL POSIBILITĂȚILOR DE REDUCERE A CONȚINUTULUI DE STERIL DIN LIGNIȚI PRIN SPĂLARE ÎN LICHIDE GRELE ȘI MEDII DENSE

IV. CERCETĂRI PRIVIND DESCENUȘAREA CĂRBUNILOR CIURUIȚI ȘI NECLAUBAȚI DE LA FILIPEȘTII DE PĂDURE, VOEVOZI ȘI ROVINARI, ÎN VEDEREA DESHIDRATĂRII

DE

I. BLUM, AL. BĂDĂRĂU și B. BERCOVICI

1. INTRODUCERE

1.1. Zăcămintele de lignit conțin cele mai mari rezerve de combustibil solid din R.P.R. Pentru dezvoltarea industriei carbonifere din R.P.R. se prevede, în consecință, o foarte mare creștere a producției de lignit, acesta urmînd a deveni combustibilul de bază energetic al țării. Faptul că ligniții sînt un combustibil inferior, cu o slabă putere calorică datorită conținutului mare de balast (cenușă și umiditate), ridică însă o serie de probleme științifice și tehnico-economice în vederea utilizării lor raționale în economia națională.

Din planul de dezvoltare a economiei naționale pe anii 1960—1965 și din programul economic de perspectivă, rezultă o serie de directive care afectează esențial problema epurării (descenușării) ligniților. Astfel, în industria cărbunelui, avînd ca sarcină principală completarea surselor de energie primară, cercetările științifice vor trebui axate pe studiul posibilităților de înnobilare și valorificare completă a ligniților prin deshidratare, brichetare, gazificare sub presiune, precum și alte metode înaintate, care să asigure utilizarea cea mai economică a acestui combustibil.

1.2. Producția curentă de lignit, așa cum rezultă din exploatare, conține 30—40% ligniți mărunți — 30 mm. Datorită friabilității sterilului marnos-argilos aflat în stratele de lignit ca intercalații, mărunții de lignit au un conținut foarte ridicat de cenușă ($A^{anh} = 30—50\%$).

Ligniţii ciuruiţi + 30 mm au în general un conţinut mai redus de cenuşă, care variază între 20—22% în bazinul Cîmpulung (Schitu-Goleşti) şi 30—40% la majoritatea celorlalte bazine de lignit.

Umiditatea totală (W_t^i) a ligniţilor variază între 30—40% la ligniţii exploataţi în subteran şi între 45—50% la cei exploataţi în carieră, pe timp umed.

1.3. După cum rezultă din notele precedente, pînă în prezent, studiul epurării ligniţilor din R.P.R. s-a concentrat asupra descenuşării mărunţilor —30 şi —80 mm, în scopul unei valorificări energetice superioare a lor [1], [2], [3].

Cercetările de laborator, pilot şi semiindustriale efectuate, au arătat că, în funcţie de caracteristicile fizico-chimice ale ligniţilor, conţinutul lor de cenuşă poate fi redus la valorile impuse de utilizarea lor optimă la brichetarea cu şi fără liant, la gazificarea sub presiune şi eventual ca adaos în şarjă la obţinerea cocsului din brichete oxidate.

1.4. Cu toate că ligniţii ciuruiţi + 30 mm pot fi folosiţi direct în stare brută, atît în focarele industriale cît şi în cele casnice, totuşi, rezultate tehnico-economice superioare se pot obţine numai cu ligniţi deshidrataţi, care, pe lîngă faptul că au un conţinut de umiditate sub 20% şi deci o putere calorică mult mai mare decît a lignitului brut — ceea ce reduce costul transportului lor la consumator — mai au şi calitatea de a rezista bine la stocarea în aer liber, fără pericol de exfoliere.

Deshidratarea ligniţilor ciuruiţi nu dă însă rezultate bune decît la ligniţii cu un conţinut redus de cenuşă. În procesul de deshidratare prin vapori supraîncălziţi sub presiune (Fleissner sau Simek-Ruzicka) cărbunii suferă o contracţie puternică. Dacă bucăţile de cărbune conţin şi intercalaţii sterile, acestea contractîndu-se în mod diferit de masa cărbunoasă, se nasc tensiuni interne care duc la fisurarea cărbunelui şi degradarea sa granulometrică, ceea ce trebuie evitat.

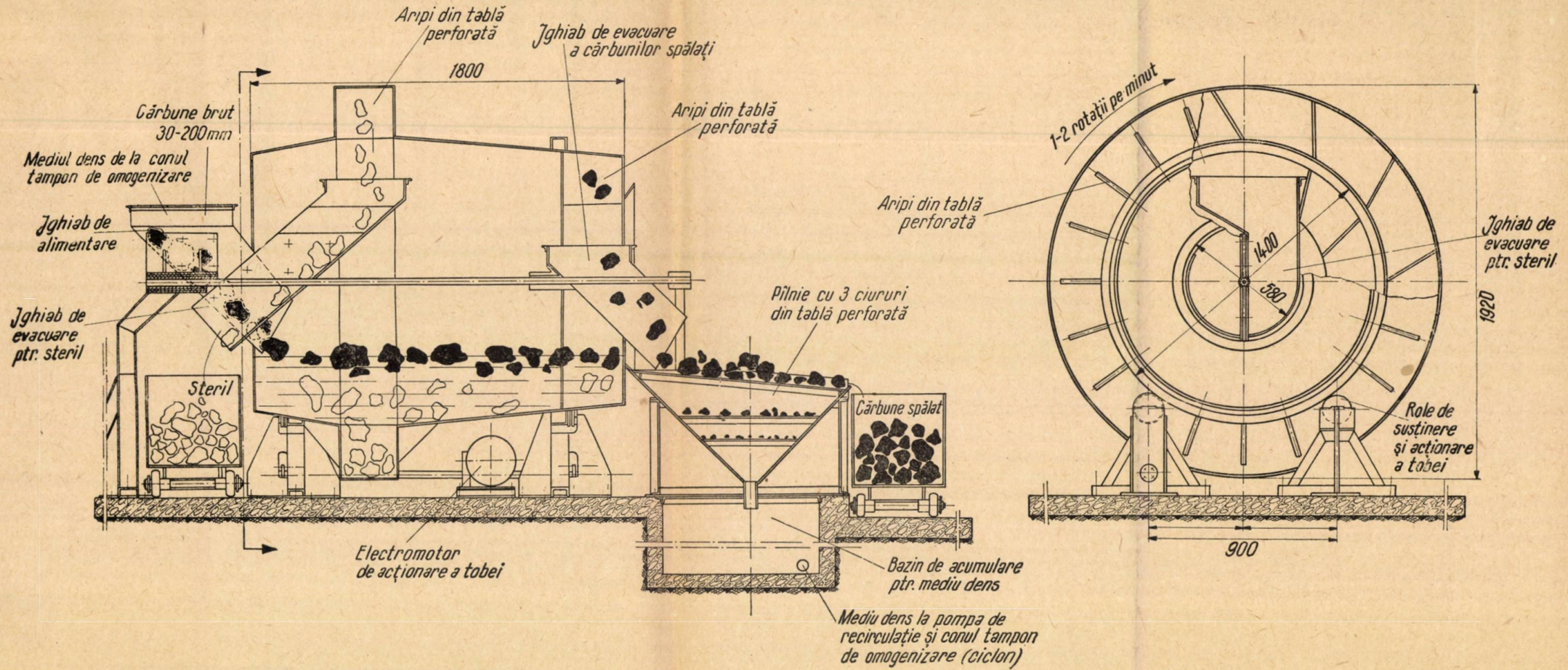
Dintre ligniţii din R.P.R., cei din bazinul Cîmpulung (Schitu-Goleşti) au cel mai mic conţinut de cenuşă. După o claubare manuală, ligniţii ciuruiţi din acest bazin pot fi trecuţi deci în stare brută, la deshidratare. Ligniţii din alte bazine au însă un conţinut de intercalaţii sterile şi de mixte mult mai ridicat. Prin claubare manuală, ori cît de atent făcută, se poate elimina sterilul net, însă numai în mică măsură mixtele, care, pe lîngă faptul că înrăutăţesc calitatea combustibilului, duc şi la creşterea importantă a degradării granulometrice în timpul procesului de deshidratare.

Ligniţii folosiţi în deosebi la combustia casnică, trebuie să conţină o cenuşă cît mai redusă şi din următoarele motive :

— ridicarea puterii calorice duce la scăderea cheltuielilor de transport pe căile ferate şi de la depozitul local la consumator, deci se obţine o ieftinire a combustibilului pentru acelaşi efect caloric util ;

— scade costul deshidratării la uzină prin faptul că pentru acelaşi efect caloric util, în funcţie de reducerea conţinutului de cenuşă se vor supune deshidratării cantităţi comparativ mai mici de lignit ;

— creşte randamentul de ardere în sobă prin reducerea balastului de cenuşă ;


Aripi din tablă perforată
Jghiab de evacuare a cărbunilor spălați
1800
Cărbune brut 30-200mm
Mediul dens de la conul tampon de omogenizare
Aripi din tablă perforată
Jghiab de alimentare
Jghiab de evacuare ptr. steril
Pîlnie cu 3 ciururi din tablă perforată
Steril
Cărbune spălat
Electromotor de acționare a tobei
Bazin de acumulare ptr. mediu dens
Mediu dens la pompa de recirculație și conul tampon de omogenizare (ciclon)
1-2 rotații pe minut
Aripi din tablă perforată
1400
580
Jghiab de evacuare ptr. steril
1920
Role de susținere și acționare a tobei
900

c. 3808

Fig. 1

— se reduce volumul de deșeuri menajere ce trebuie transportate de întreprinderile de salubritate.

Scăderea conținutului de cenușă prin simplă claubare manuală a ligniților nefiind satisfăcătoare, din motivele enumerate mai sus rezultă importanța pe care o prezintă epurarea ligniților ciuruiți ce urmează a fi supuși deshidratării.

1.5. În lucrarea de față sînt prezentate rezultatele cercetărilor de laborator și în fază pilot privind stabilirea caracteristicilor de epurare a ligniților ciuruiți și neclaubați de la Filipeștii de Pădure, Voevozi și Rovinari, în vederea deshidratării. Alegerea pentru studiu a ligniților din bazinele susmenționate a avut drept criteriu faptul că la Filipeștii de Pădure și Voevozi funcționează cîte o uzină de deshidratare, iar la Rovinari se prevede construcția unor astfel de instalații.

2. CONDIȚII EXPERIMENTALE

2.1. *Prelevarea și pregătirea probelor.* S-au colectat probe de lignițiciuruiți și neclaubați, de cîte circa 10 tone, de la fiecare bazin în parte.

Blocurile mari de lignit au fost concasate la 200 mm, dimensiune impusă de caracteristicile constructive ale tobei pilot.

Pentru cercetări, probele prelevate, aduse la granulația — 200 mm, au fost omogenizate și divizate prin sfertuire și, în continuare, îmbibate cu apă la saturație, conform concluziilor trase în studiul epurării mărunților de lignit [2], [3].

2.2. *Cercetări în fază de laborator.* Analizele densimetrice de laborator ale ligniților studiați s-au efectuat în lichide grele (soluții de $ZnCl_2$ de diferite concentrații). S-a utilizat metoda sortărilor gravimetrice separate, pentru fiecare densitate în parte (determinarea experimentală directă a curbei integrale a cenușelor și deducerea prin calcul a curbei elementare a cenușelor).

2.3. *Cercetări în fază pilot.* Pentru verificarea pe scară pilot, a celor mai importante rezultate obținute în cercetările de laborator, s-a proiectat și construit o tobă experimentală avînd o capacitate de spălare de circa 5 tone cărbune/oră și funcționînd cu medii dense (suspensie de barită în apă). Schița tobei-pilot pentru spălarea ligniților ciuruiți în medii dense este redată în figura 1.

Toba are ca anexe pompa de recirculație a mediului dens; un con cu rol de rezervor (tampon) și omogenizator (ciclon) pentru mediul dens; batale pentru amestecarea mediului dens și sitele de spălare a cărbunilor epurați pentru eliminarea mediului dens aderent.

Din figura 1, se observă că prin jghiabul de alimentare, cărbunii bruți sînt introduși în tobă concomitent cu mediul dens. În tobă, cărbunii cu cenușă mai redusă — și deci mai ușori — plutesc și sînt evacuați, datorită rotirii tobei, la capătul opus jghiabului de alimentare. Mixtele și sterilul cad pe fundul tobei, alunecă spre șanțul cu aripi al tobei, care-i ridică pînă la un nivel de unde, prin cădere liberă, sînt eliminați printr-un jghiab învecinat celui de alimentare.

3. REZULTATE

3.1. *Filipeştii de Pădure.* 3.1.1. Analiza tehnică a lignitului de la Filipeştii de Pădure ciuruit şi neclaubat, atît a probei brute cît şi a celei îmbibate cu apă, este prezentată în tabela 1. Se observă conţinutul excesiv de cenuşă ($A^{anh} = 47{,}6\,\%$) în raport cu valorile obişnuite pentru ligniţii ciuruiţi din alte bazine ($A^{anh} = 25-35\,\%$).

Tabela 1

Analiza tehnică a lignitului de Filipeştii de Pădure + 30 mm

Proba	Cenuşa la 105°C A^{anh} %	Umiditatea totală W_t^i %
Brut	47,6	32,1
Îmbibat cu apă	47,2	38,7

3.1.2. Rezultatele sortărilor densimetrice de laborator în soluţii de $ZnCl_2$ sînt prezentate în tabela 2 iar curbele de spălare corespunzătoare în figura 2.

Tabela 2

Analiza densimetrică de laborator în soluţii de $ZnCl_2$ a lignitului de Filipeştii de Pădure + 30 mm

Sort densimetric	Recuperări %		Cenuşă la 105°C		Recuperări %	Cenuşă la 105°C %
	Simplu	Cumulat	Simplu	Cumulat		
1	2	3	4	5	6	7
<1,250	8,4	8,4	13,7	13,7		
1,250—1,300	12,5	20,9	16,2	15,2	42,2	18,9
1,300—1,350	18,7	39,6	21,6	18,2		
1,350—1,375	2,6	42,2	29,6	18,9		
1,375—1,400	2,4	44,6	35,5	19,8		
1,400—1,425	4,9	49,5	40,0	21,8	12,3	41,8
1,425—1,450	5,0	54,5	46,6	24,1		
1,450—1,500	6,8	61,3	53,4	27,3		
1,500—1,550	4,9	66,2	65,3	30,1	45,5	75,2
>1,550	33,8	100,0	80,8	47,2		
Total	100,0		47,2		100,0	47,2

Pentru obţinerea unui bun combustibil casnic, considerăm indicat ca epurarea să se facă la un conţinut de cenuşă cuprins între 18 şi 19 %.

Din tabela 2, se observă că la densitatea 1,375 rezultă un cărbune spălat cu 18,9 % cenuşă, avînd o recuperare de 42,2 %. Totodată, se poate obţine o clasă de mixte cu o recuperare de 12,3 % şi o cenuşă încă accepta-

bilă pentru termocentrale, de 41,8%. Mai rezultă un steril deșeu cu 75,2% cenușă în proporție de 45,5%. Conținutul cu totul exagerat de steril net (45,5%) se datorește faptului că nu s-a făcut nici o selecție în mină. Cu toate acestea, ligniții de Filipeștii de Pădure au o spălabilitate destul de bună, recuperările de cărbuni spălați și mixte fiind acceptabile față de conținutul exagerat de steril net al producției brute. Chiar cu o claubare

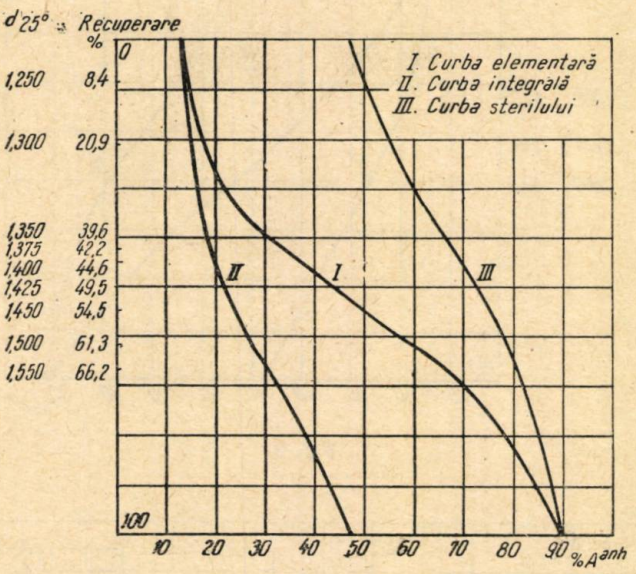


Fig. 2

manuală foarte atentă, conținutul de cenușă ar putea fi redus, în cel mai bun caz, la 30—35%, adică la o valoare cu mult peste cea indicată obținerii de ligniți deshidratați de calitate corespunzătoare.

3.1.3. Rezultatele sortărilor densimetrice în medii dense (suspensie de barită în apă) la toba-pilot sînt prezentate în figura 3.

Se observă că față de rezultatele de laborator, la toba-pilot se obțin, pentru aceleași cenuși, recuperări ceva mai mari, fenomen observat și explicat la studiul mărunților de lignit, unde este și mai marcant [1], [2], [3].

Diferențele dintre rezultatele de laborator și tobă-pilot sînt scoase și mai mult în evidență în graficul comparativ din figura 4.

3.1.4. Ligniții ciuruiți de la Filipeștii de Pădure, deși au un conținut exagerat de steril, sînt totuși epurabili chiar la cenuși reduse. Dacă spălarea se va face în două clase, respectiv o clasă cu cenușă redusă (18—19%) pentru deshidratare și o clasă de mixte pentru termocentrală cu circa 40% cenușă, deșeurile (sterilul) vor avea o cenușă foarte ridicată (75,2%) deci pierderea de substanță combustibilă prin epurare va fi foarte mică.

Din totalul de cărbuni epurați și mixte, — care însumează 54,5% din totalul de cărbuni bruți — mixtele reprezintă 22% iar cărbunii epurați 78%.

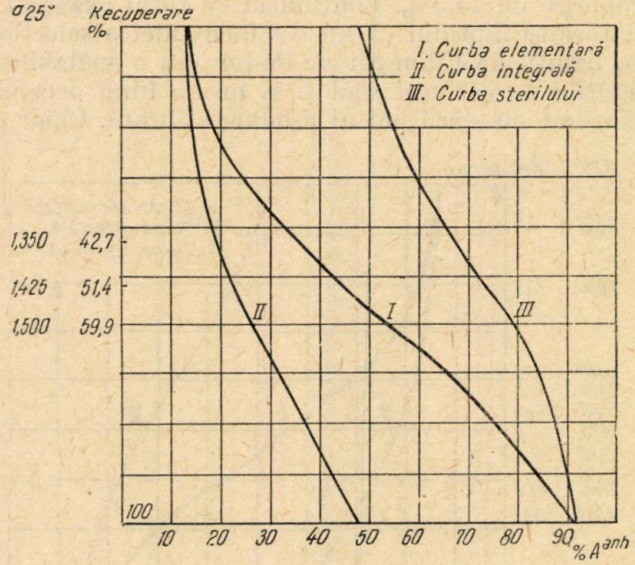


Fig. 3

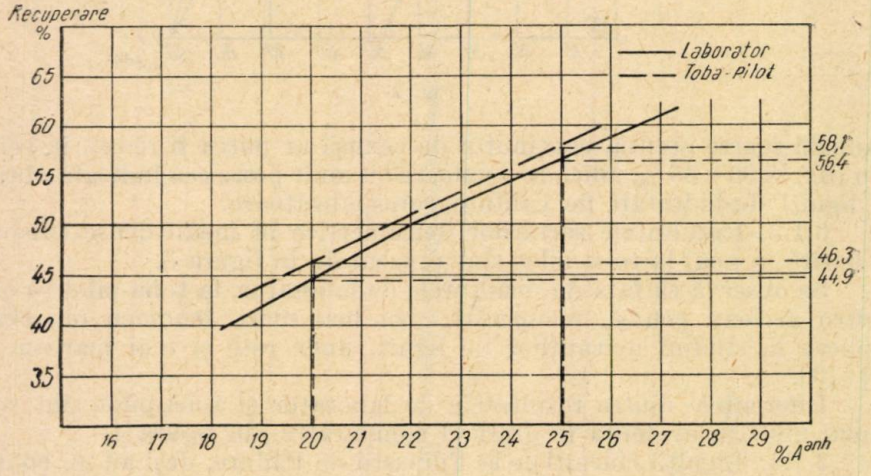


Fig. 4

3.2. *Voevozi.* 3.2.1. Din analiza tehnică a lignitului de Voevozi prezentată în tabela 3, se remarcă conținutul lui relativ redus de cenușă ($A^{anh} = 29{,}6\,\%$).

3.2.2. Rezultatele sortărilor densimetrice de laborator sînt prezentate în tabela 4 și figura 5.

Probele de laborator arată că se pot obține, la densitatea 1,25, ligniți epurați cu 18,3% cenușă și o recuperare de 58,8%, iar la densitatea

Tabela 3

Analiza tehnică a lignitului de Voevozi + 30 mm

Proba	Cenușa la 105°C A^{anh} %	Umiditatea totală W_t^i %
Brut	29,6	31,9
Îmbibat cu apă	29,1	37,5

de 1,275, ligniți epurați cu 19,4% cenușă și o recuperare de 64,9%. Se observă totodată din tabela 4, că la ligniții epurați cu 18,3% cenușă, revine și o clasă de mixte cu 39,5% cenușă și o recuperare foarte mare, de 32,9%. Sterilul deșeu, cu o cenușă de 74,7%, are o recuperare de numai 8,3%.

Tabela 4

Analiza densimetrică de laborator în soluții de $ZnCl_2$ a lignitului de Voevozi + 30 mm

Sort densimetric	Recuperări %		Cenușa la 105°C %		Recuperări %	Cenușa la 105°C %
	Simplu	Cumulat	Simplu	Cumulat		
< 1,200	20,4	20,4	13,8	13,8	58,8	18,3
1,200—1,250	38,4	58,8	20,7	18,3		
1,250—1,275	6,1	64,9	30,0	19,4	32,9	39,5
1,275—1,300	9,2	74,1	34,5	21,3		
1,300—1,350	13,5	87,6	42,3	24,5		
1,350—1,400	4,1	91,7	56,2	25,9		
1,400—1,450	1,8	93,5	73,3	26,8	8,3	74,7
> 1,450	6,5	100,0	75,1	29,1		
Total	100,0		29,1		100,0	29,1

3.2.3. Rezultatele obținute la toba-pilot sînt prezentate în figura 6. Pentru aceleași cenuși, recuperările la toba-pilot sînt ceva mai mari decît cele de laborator.

Aceste diferențe reies cu ușurință din graficul comparativ prezentat în figura 7.

3.2.4. Ligniții ciuruiți de Voevozi se caracterizează printr-un conținut redus de steril net și unul foarte ridicat de mixte. Din totalul însumat al cărbunilor epurați și mixtelor — care reprezintă 91,7% din totalul bruților — mixtele constituie 36% iar cărbunii epurați 64%.

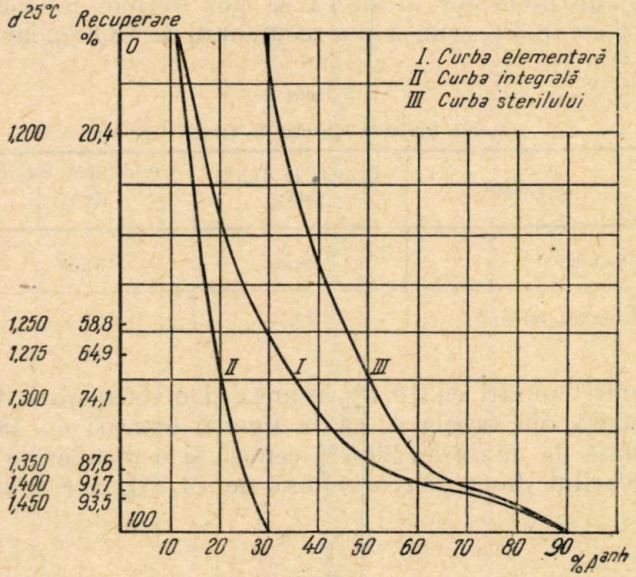

d 25°C
Recuperare
%
0
I. Curba elementară
II Curba integrală
III Curba sterilului
1,200
20,4
1,250
58,8
1,275
64,9
1,300
74,1
1,350
87,6
1,400
91,7
1,450
93,5
100
II
I
III
10 20 30 40 50 60 70 80 90
% Λ anh

Fig. 5

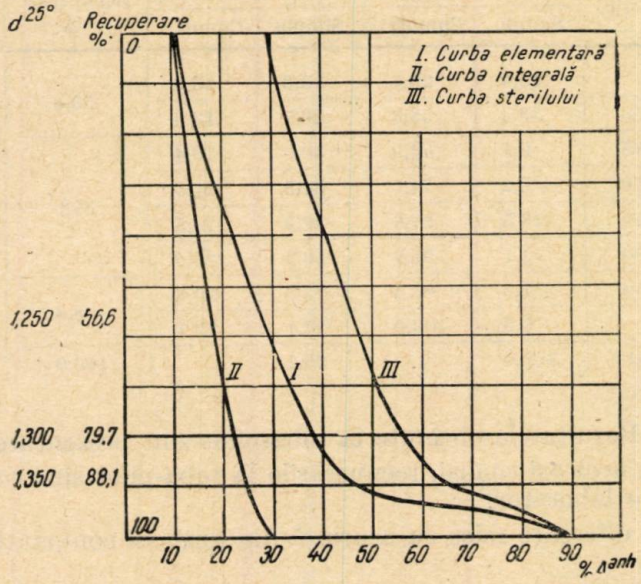

d 25°
Recuperare
%
0
I. Curba elementară
II. Curba integrală
III. Curba sterilului
1,250
56,6
1,300
79,7
1,350
88,1
100
II
I
III
10 20 30 40 50 60 70 80 90
% Λ anh

Fig. 6

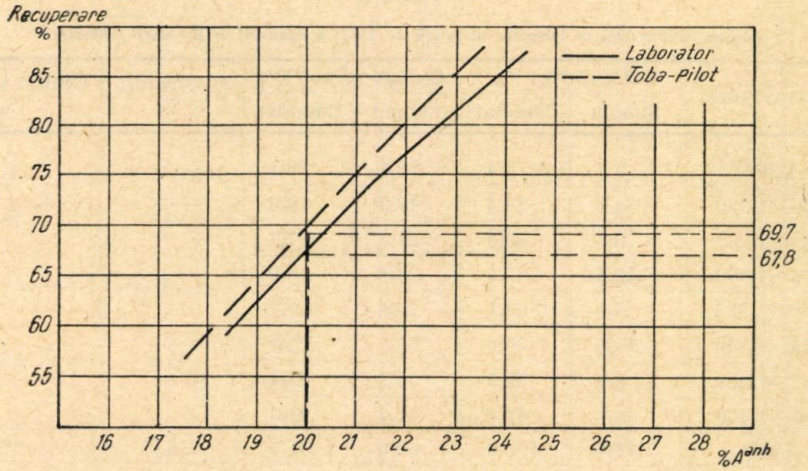


Fig. 7

3.3. *Rovinari* 3.3.1. În tabela 5 se prezintă analiza tehnică a lignitului de Rovinari + 80 mm.

Deoarece la exploatarea în carieră tăierea și încărcarea lignitului se face cu escavatorul, nu este posibilă o selecție a cărbunelui. Compoziția stratului de cărbune variază la Rovinari foarte mult, jumătatea superioară a stratului fiind în general cu mult mai multe intercalații de steril decît jumătatea inferioară a straturilor.

Tabela 5

Analiza tehnică a lignitului de Rovinari + 80 mm

Proba	Cenușa la 105°C A^{anh} %	Umiditatea totală W_t^i %
Brut	32,7	31,7
Îmbibat cu apă	31,9	39,4

La data prelevării probei pentru studiu, în cariera Rovinari se lucra numai în bancul inferior, fapt ce explică conținutul redus de cenușă de numai 32,7%, față de 40—42% cît este normal pentru lignitii ciuruiți + 80 mm. Menționăm că la Rovinari, pentru îmbunătățirea clasei de mărunți destinată termocentralei Doicești, ciuruirea se face la 80 mm.

3.3.2. Rezultatele sortărilor densimetrice de laborator sînt prezentate în tabela 6 și figura 8.

Se observă că la densitate de spălare de 1,300 se obține o recuperare de 57,5% la o cenușă de 18,9%. Mai rezultă și o clasă de mixte avînd o recuperare de 23,9% la o cenușă de 37,3%. Sterilul rezultat, în proporție de 18,6%, mai conține încă ceva substanță combustibilă așa precum indică cenușa sa de 68,6%.

Tabela 6

Analiza densimetrică de laborator în soluţii de $ZnCl_2$ a lignitului de Rovinari + 80 mm

Sort densimetric	Recuperări %		Cenuşa la 105°C %		Recuperări %	Cenuşă la 105°C %
	Simplu	Cumulat	Simplu	Cumulat		
<1,200	4,4	4,4	12,1	12,1	57,5	18,9
1,200—1,250	34,0	38,4	17,2	16,6		
1,250—1,275	6,6	45,0	21,4	17,3		
1,275—1,300	12,5	57,5	24,8	18,9		
1,300—1,325	4,6	62,1	29,6	19,7	23,9	37,3
1,325—1,350	14,5	76,6	33,1	22,2		
1,350—1,400	3,0	79,6	54,3	23,4		
1,400—1,450	1,8	81,4	62,2	24,3		
>1,450	18,6	100,0	68,6	31,9	18,6	68,6
Total	100,0		31,9		100,0	31,9

3.3.3. Rezultatele obţinute la toba-pilot sînt prezentate în figura 9, iar comparaţia lor în rezultatele de laborator în figura 10.

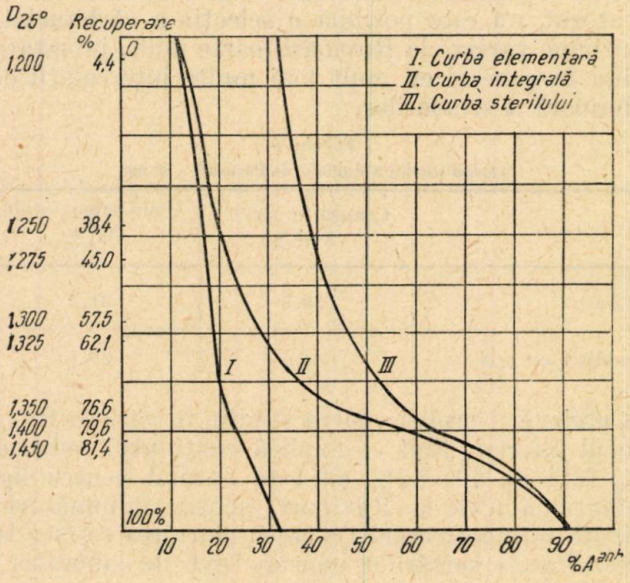


Fig. 8

După cum reiese din figurile 9 şi 10, recuperările la toba-pilot sînt sensibil mai mari faţă de laborator la Rovinari, decît la Filipeştii de Pădure şi Voevozi.

3.3.4. Din totalul de cărbuni spălați și mixte — care reprezintă 81,4% din totalul de cărbuni bruți — observăm că mixtele intervin în

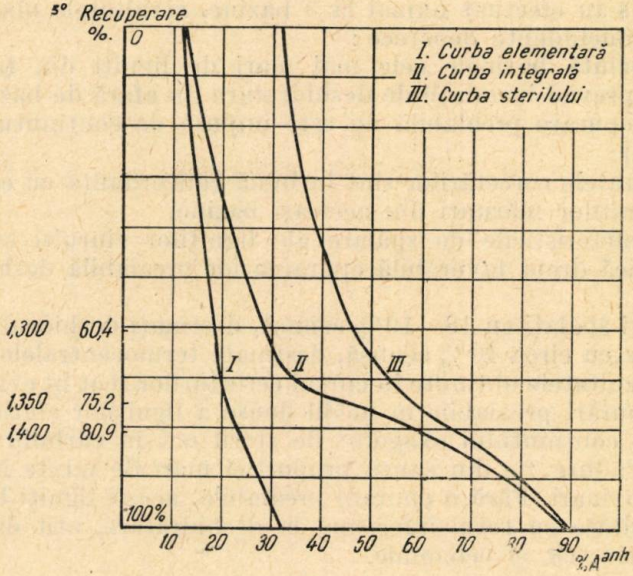


Fig. 9

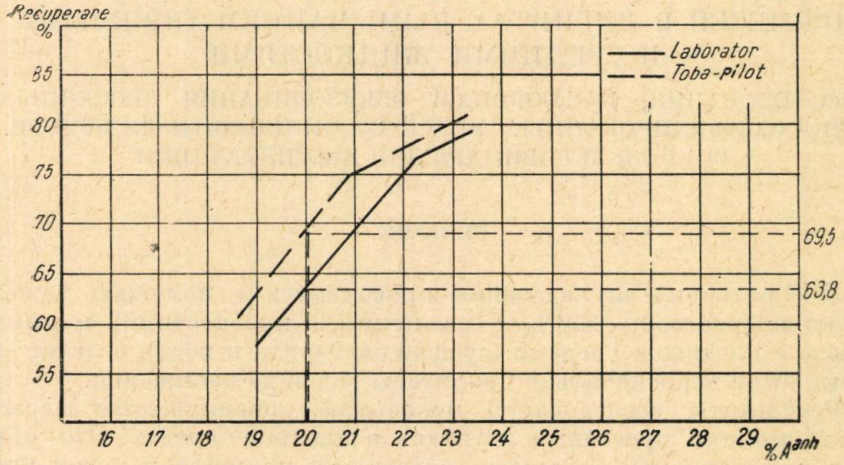


Fig. 10

proporție de 29,3% iar cărbunii epurați, pentru deshidratare, reprezintă restul de 70,7%.

4. CONCLUZII

4.1. Cu toate că cercetările privind descenuşarea ligniţilor ciuruiţi şi neclaubaţi s-au efectuat numai la 3 bazine, rezultatele obţinute pot fi considerate concludente deoarece :

— reprezintă bazinele cele mai mari de ligniţi din ţară şi unde există sau se prevăd instalaţii de deshidratare (în afară de bazinul Cîmpulung unde o epurare prealabilă nu este impusă de conţinutul de cenuşă al cărbunelui) ;

— rezultatele cercetărilor sînt în bună concordanţă cu cele obţinute la studiul ligniţilor mărunţi din aceleaşi bazine.

4.2. Caracteristicile de spălare ale ligniţilor ciuruiţi şi neclaubaţi cercetaţi, indică drept favorabilă epurarea lor prealabilă deshidratării, în două clase :

— ligniţi spălaţi cu 18—19% cenuşă, destinaţi deshidratării ;

— mixte cu circa 40% cenuşă, destinate termocentralelor apropiate.

4.3. Rezultatele obţinute în cursul cercetărilor scot în evidenţă avantajele unei epurări prealabile în medii dense a ligniţilor ciuruiţi studiaţi, fie din cauza conţinutului exagerat de steril net în cărbuni bruţi de la Filipeştii de Pădure, fie din cauza proporţiei mari de mixte în ligniţii de Voevozi şi Rovinari. Fără o epurare prealabilă, aceşti ligniţi bruţi nu pot da decît rezultate cu totul inferioare la deshidratare, atît din punct de vedere calitativ, cît şi economic.

ИЗУЧЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ УМЕНЬШЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ПРИМЕСЕЙ В ЛИГНИТАХ ВЫМЫВАНИЕМ ТЯЖЕЛЫМИ И СРЕДНИМИ ЖИДКОСТЯМИ

IV. ИССЛЕДОВАНИЯ, КАСАЮЩИЕСЯ ОБЕЗЗОЛИВАНИЯ ПРОСЕЯНЫХ И НЕКЛАССИФИЦИРОВАННЫХ УГЛЕЙ ИЗ ФИЛИПЕШТИ ДЕ ПЭДУРЕ, ВОЕВОЗЬ И РОВИНАРЬ ДЛЯ ДЕСГИДРАТАЦИИ

РЕЗЮМЕ

Лабораторные исследования проводились с помощью тяжелых жидкостей (растворы $ZnCl_2$ с различными плотностями) и в пилотной фазе с плотными средами (суспенсия барита в воде), с лигнитами, которые были первоначально пропитаны водой до насыщения.

Результаты исследования показывают преимущество первоначальной очистки просеяных лигнитов в плотных средах. Это объясняется или наличием большого содержания примесей в углях Филипешти де Пэдуре, или большой разнородностью углей из Воевозь и Ровинарь.

Промывочные характеристики изученных лигнитов показывают, что первоначальную десгидратацию выгодно использовать для двух классов:

— промытые лигниты с 18—19% золы (ангидрид), для дегидратации;

— смешанные с примерно 40% золы (ангидрид), для сжигания в близлежащих теплоэлектростанциях.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Чертеж барабана. Полупромышленная установка.

Рис. 2. — Кривые промывки лигнита из Филипешти де Пэдуре. Лабораторная установка — растворы $ZnCl_2$.

Рис. 3. — Кривые промывки лигнита из Филипешти де Пэдуре. Полупромышленная установка — водная суспензия барита.

Рис. 4. — Сравнительный график результатов лабораторных и полупромышленных испытаний по очистке лигнита из Филипешти де Пэдуре.

Рис. 5. — Кривые промывки из Воевозь. Лабораторная установка — растворы $ZnCl_2$.

Рис, 6. — Кривые промывки лигнита из Воевозь. Полупромышленная установка — водная суспензия барита.

Рис. 7. — Сравнительный график результатов лабораторных и полупромышленных испытаний по очистке лигнита из Воевозь.

Рис. 8. — Кривые промывки лигнита из Ровинарь. Лабораторная установка — растворы $ZnCl_2$.

Рис. 9. — Кривые промывки лигнита из Ровинарь. Полупромышленная установка — водная суспензия барита.

Рис. 10. — Сравнительный график результатов лабораторных и полупромышленных испытаний по очистке лигнита из Ровинарь.

ÉTUDE DES POSSIBILITÉS DE RÉDUIRE LA TENEUR EN STÉRILE DU LIGNITE PAR LAVAGE DANS DES LIQUIDES LOURDS ET MILIEUX DENSES

IV. RECHERCHES SUR L'ÉLIMINATION DES CENDRES DES CHARBONS CRIBLÉS MAIS NON TRIÉS À LA MAIN, DE FILIPEȘTII DE PĂDURE, VOEVOZI ET ROVINARI EN VUE DE LEUR DÉSHYDRATATION

RÉSUMÉ

Les recherches ont été effectuées au laboratoire au moyen de liquides lourds (solutions de $ZnCl_2$ de diverses densités) et dans la phase-pilote au moyen de milieux denses (suspension de baryte dans l'eau) et ont porté sur des lignites préalablement saturés d'eau.

Les résultats de ces recherches ont fait ressortir les avantages d'une épuration préalable, dans des milieux denses, des lignites étudiés passés au crible, ce qui s'explique soit par la grande teneur en stérile des charbons de Filipeștii de Pădure, soit par la grande proportion des mixtes dans les charbons de Voevozi et de Rovinari.

Les caractéristiques de lavage des lignites étudiés indiquent qu'il est avantageux que leur épuration, précédant la déshydratation, soit effectuée en deux classes :

— des lignites lavés avec 18—19% de cendres (à l'état anhydre), en vue de la déshydratation ;

— des mixtes ayant environ 40% de cendres (à l'état anhydre), pour être brûlés dans les centrales thermiques voisines.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma du tambour-pilote.

Fig. 2. — Courbes de lavage du lignite de Filipeştii de Pădure. Laboratoire — solutions de $ZnCl_2$.

Fig. 3. — Courbes de lavage du lignite de Filipeştii de Pădure. Installation-pilote — suspension de baryte dans l'eau.

Fig. 4. — Graphique comparatif des résultats de l'épuration du lignite de Filipeştii de Pădure au laboratoire et dans l'installation-pilote.

Fig. 5. — Courbes de lavage du lignite de Voevozi. Laboratoire — solutions de $ZnCl_2$.

Fig. 6. — Courbes de lavage du lignite de Voevozi. Installation-pilote — suspension de baryte dans l'eau.

Fig. 7. — Graphique comparatif des résultats de l'épuration du lignite de Voevozi, au laboratoire et dans l'installation-pilote.

Fig. 8. — Courbes de lavage du lignite de Rovinari. Laboratoire — solutions de $ZnCl_2$.

Fig. 9. — Courbes de lavage du lignite de Rovinari. Installation-pilote — suspension de baryte dans l'eau.

Fig. 10. — Graphique comparatif des résultats de l'épuration du lignite de Rovinari, au laboratoire et dans l'installation-pilote.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, Al. BĂDĂRĂU, I. EPURE, C. GRIGORESCU, *Studiu asupra posibilităţilor de reducere a conţinului de steril din ligniţi prin spălare cu lichide grele.* Nota I. Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *1*, 83—91 (1957).

2. I. BLUM, Al. BĂDĂRĂU, I. EPURE, B. BERCOVICI, *Studiu asupra posibilităţilor de reducere a conţinutului de steril din ligniţi prin spălare cu lichide grele.* Nota II. Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *3*, 423—442 (1957).

3. I. BLUM, Al. BĂDĂRĂU, B. BERCOVICI, *Studiu asupra posibilităţilor de reducere a conţinutului de steril din ligniţi prin spălare cu lichide grele.* Nota III. Studii şi cercetări de energetică, **X**, *1*, 85—99 (1960).

PUTERILE SISTEMELOR TRIFAZATE NESIMETRICE ŞI NESINUSOIDALE

DE

F. MANEA

Dacă pentru sistemul monofazat, problema puterilor ce interesează la producerea, transportul şi utilizarea energiei electrice poate fi considerată principial rezolvată, pentru sistemele trifazate nesimetrice şi mai ales nesimetrice şi nesinusoidale, problema puterilor comportă încă discuţii şi precizări actuale [1].

Se ştie că la transportul energiei electrice în monofazat, pe lîngă puterea activă interesează adesea şi mărimi ca puterea reactivă şi deformantă. Aceste mărimi sînt importante în măsura în care prezenţa lor creează căderi de tensiune şi pierderi de puteri suplimentare.

Pentru regimul sinusoidal monofazat şi trifazat simetric, mărimile putere activă şi aparentă, sau cele derivate din acestea (factor de putere, putere reactivă) sînt comode în calcul (metoda conservării puterilor), sînt măsurate şi folosite în exploatare, deoarece contribuie la cunoaşterea şi controlul funcţionării sistemelor electroenergetice.

Pentru caracterizarea regimurilor nesinusoidale monofazate şi nesimetrice trifazate s-au introdus noţiuni suplimentare referitoare la putere ca : puterea deformantă [2], [3], [4], puterea asimetriei [5], [6] pulsantă [7] etc.

Aceste mărimi nu au o utilizare aşa de largă ca cele de putere activă şi reactivă, una din cauze fiind imposibilitatea determinării şi deci a caracterizării complete a regimurilor pe baza cunoaşterii lor. Sînt recente discuţii asupra unor noţiuni ca : putere aparentă, factor de putere etc. în vederea folosirii lor la caracterizarea sistemelor trifazate nesimetrice.

În cele ce urmează se studiază situaţia mai generală a puterilor de la funcţionarea nesimetrică şi nesinusoidală a unui sistem trifazat.

Analiza expresiilor puterilor instantanee sau a energiilor cîmpurilor electromagnetice nu poate constitui în cazul general considerat, un mijloc de găsire a unor semnificații fizice analoage celor din cazul regimului monofazat sinusoidal (pentru o semnificație fizică a puterii reactive).

De aceea, ca și în cazul sistemelor nesimetrice sinusoidale [5], [6], problema fundamentală se va axa pe aceea a pierderilor de putere în linia de transport. Se va putea defini astfel o putere aparentă ca putere activă maximă transmisă receptorului pentru pierderi de putere în linii date. Se vor preciza totodată condițiile pe care trebuie să le satisfacă receptorul trifazat în acest caz. Aceste condiții diferă întru cîtva, după cum se va observa, de cele deduse de alți autori, în cazuri particulare [5], [6].

Se vor pune în evidență apoi diverse puteri complimentare încît problema să fie soluționată în toată generalitatea ei incluzînd drept cazuri particulare problema regimului deformant (în monofazat) și a puterii asimetriei (în trifazat sinusoidal).

CONDIȚIILE TRANSMITERII PUTERII MAXIME PENTRU PIERDERI DE PUTERE ÎN LINII DATE

Să considerăm un sistem trifazat de tensiuni electromotoare periodice, descompuse în armonici $\sum_k e_k^a$, $\sum_k e_k^b$, $\sum_k e_k^c$ unde $k = 1,2, \ldots, \infty$. Indicele inferior k se referă la ordinul armonicei iar cel superior a, b, c, la fazele sistemului trifazat.

Printr-o linie electrică trifazată și firul neutru, ale cărei elemente de impedanță echivalente sînt rezistența r, respectiv r^0 și reactanța x, respectiv x^0, sistemul generator debitează la receptorul considerat ca alcătuit din impedanțele z_k^a, z_k^b, z_k^c, z_k^0 curenții $\sum_k i_k^a$, $\sum_k i_k^b$, $\sum_k i_k^c$, $\sum_k i_k^0$.

Folosind exprimarea prin mărimi complexe a curenților $\underline{I}_k^m$, $\underline{I}_k^{m^*}$ și tensiunilor $\underline{E}_k^m$, $\underline{E}_k^{m^*}$ puterile active emise respectiv pierdute în linii se pot scrie sub forma

$$P = \sum_{k,m} E_k^m I_k^m \cos \varphi_k^m = \frac{1}{2} \sum_{k,m} (\underline{E}_k^m \underline{I}_k^{m^*} + \underline{E}_k^{m^*} \underline{I}_k^m),$$

$$\Delta P = r \sum_{k,m} (I_k^m)^2 + r^0 \sum_k (I_k^0)^2 = r \sum_{k,m} \underline{I}_k^m \underline{I}_k^{m^*} + r^0 \sum_{k,m} \underline{I}_k^0 \underline{I}_k^{0^*}.$$

Indicele superior m se referă la faze, $m = a$, b, c, iar cel inferior k la ordinul armonicilor.

La ecuațiile anterioare adăugăm pe cele rezultate din scrierea teoremei I a lui Kirchoff în forma exprimată prin sistemul următor :

$$\sum_m \underline{I}_1^m + \underline{I}_1^0 = 0 \qquad \sum_m \underline{I}_1^{m^*} + \underline{I}_1^{0^*} = 0$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots$$
$$\sum_m \underline{I}_k^m + \underline{I}_k^0 = 0 \qquad \sum_m \underline{I}_k^{m^*} + \underline{I}_k^{0^*} = 0$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots$$

Folosirea sistemului de vectori reprezentativi din planul complex este mult mai comodă decît metoda componentelor ortogonale utilizată în cazul mai simplu al sistemelor trifazate nesimetrice sinusoidale [5].

Se vor căuta condițiile pe care trebuie să le satisfacă curenții ca variabile independente încît la pierderi de putere în linii ΔP date, puterea emisă P să fie maximă. Pentru aceasta se va folosi metoda multiplicatorilor lui Lagrange. Se formează funcția auxiliară :

$$\underline{F} = \frac{1}{2}\sum_{k,m}(\underline{E}_k^m \underline{I}_k^{m*} + \underline{E}_k^{m*} \underline{I}_k^m) + \mu\left(-\Delta P + r\sum_{k,m}\underline{I}_k^m \underline{I}_k^{m*} + r^0\sum_k \underline{I}_k^0 \underline{I}_k^{0*}\right) +$$

$$+ \underline{\lambda}_1\left(\sum_m \underline{I}_1^m + \underline{I}_1^0\right) + \ldots + \underline{\lambda}_k\left(\sum_m \underline{I}_k^m + \underline{I}_k^0\right) + \underline{\lambda}_1^*\left(\sum_m \underline{I}_1^{m*} + \underline{I}_1^{0*}\right) + \ldots +$$

$$+ \underline{\lambda}_k^*\left(\sum_m \underline{I}_k^{m*} + \underline{I}_k^{0*}\right).$$

Anularea derivatelor parțiale ale funcției $\underline{F}$ în raport cu variabilele independente $\underline{I}_k^m$, $\underline{I}_k^{m*}$, $\underline{I}_k^0$, $\underline{I}_k^{0*}$, conduce la sistemul următor :

$$\frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{I}_1^m} = \frac{1}{2}\underline{E}_1^{m*} + \mu r \underline{I}_1^{m*} + \underline{\lambda}_1 = 0 \qquad \frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{I}_1^{m*}} = \frac{1}{2}\underline{E}_1^m + \mu r \underline{I}_1^m + \underline{\lambda}_1^* = 0$$

. . . . . .

$$\frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{I}_k^m} = \frac{1}{2}\underline{E}_k^{m*} + \mu r \underline{I}_k^{m*} + \underline{\lambda}_k = 0 \qquad \frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{I}_k^{m*}} = \frac{1}{2}\underline{E}_k^m + \mu r \underline{I}_k^m + \underline{\lambda}_k^* = 0$$

$$\frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{I}_1^0} = \mu r \underline{I}_1^{0*} + \underline{\lambda}_1 = 0 \qquad \frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{I}_1^{0*}} = \mu r \underline{I}_1^0 + \underline{\lambda}_1^* = 0$$

. . . . . .

$$\frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{I}_k^0} = \mu r \underline{I}_k^{0*} + \underline{\lambda}_k = 0 \qquad \frac{\partial \underline{F}}{\partial \underline{I}_k^{0*}} = \mu r \underline{I}_1^* + \underline{\lambda}_k^* = 0.$$

Prin eliminarea parametrilor $\underline{\lambda}_k$ se obțin ecuații de forma

$$\frac{\underline{E}_k^{m*}}{\underline{I}_k^{m*} - \frac{r^0}{r}\underline{I}_k^{0*}} = 2\mu r = \frac{\underline{E}_k^m}{\underline{I}_k^m - \frac{r^0}{r}\underline{I}_k^0}; \; m = a, b, c; \; k = 1,2 \ldots \infty$$

În consecință, pentru o armonică de ordinul k rezultă condițiile referitoare la faze pentru ca puterea emisă P să fie maximă

$$\frac{\underline{E}_k^a}{\underline{I}_k^a - \frac{r^0}{r}\underline{I}_k^0} = \frac{\underline{E}_k^b}{\underline{I}_k^b - \frac{r^0}{r}\underline{I}_k^0} = \frac{\underline{E}_k^0}{\underline{I}_k^c - \frac{r^0}{r}\underline{I}_k^0} = \frac{\underline{E}_k^a + \underline{E}_k^b + \underline{E}_k^c}{\underline{I}_k^a + \underline{I}_k^b + \underline{I}_k^c - 3\frac{r^0}{r}\underline{I}_k^0} =$$

$$= \frac{\underline{E}_k^0}{\underline{I}_k^0\left(1 - 3\frac{r^0}{r}\right)}.$$

În cazul regimului sinusoidal, condițiile obținute diferă de cele existente în literatură [5] prin termenii omopolari suplimentari.

Dacă sistemul de tensiuni electromotoare omopolare, este nul, ceea ce este cazul în practica rețelelor industriale, $E_k^0 = 0$ în mod necesar va trebui ca și $I_k^\circ = 0$ în condițiile lui P maxim. Va rezulta deci un receptor simetric, alcătuit din rezistențe corespunzătoare:

$$\frac{E_k^a}{I_k^a} = \frac{E_k^b}{I_k^b} = \frac{E_k^c}{I_k^c} = 2\mu r.$$

Același receptor simetric, alcătuit din rezistențe rezultă și în cazul cînd sistemul nu posedă fir neutru ($I_k^0 = 0$) sau impedanța firului neutru este nulă ($r^0 = 0$).

PUTERILE SISTEMELOR TRIFAZATE NESIMETRICE ȘI NESINUSOIDALE

Puterea activă maximă, pentru pierderi de putere în linii date, denumită putere aparentă a sistemului trifazat, rezultă din relațiile anterioare în condițiile de simetrie menționate, că avînd expresia

$$T = \sum_{k,m} \underline{E}_k^m \underline{I}_k^{m*} = 2\mu r \sum_{k,m} \underline{I}_k^m \underline{I}_k^{m*} = \sum_{k,m} \frac{\underline{E}_k^m \underline{E}_k^{m*}}{2\mu r} = 2r\mu r \sum_{k,m} (I_k^m)^2 =$$

$$= \sum_{k,m} \frac{(E_k^m)^2}{2\mu r} = \sqrt{[\sum_{k,m} (I_k^m)^2][\sum_{k,m} (E_k^m)^2]}.$$

Cum pierderile de putere pentru sistemul simetric trebuie să fie aceleași cu ale sistemului nesimetric dat, vom avea

$$[r \sum_{k,m} (I_k^m)^2 + r^0 \sum_{k,} (I_k^0)^2]_{\text{nesim}} = [\widetilde{r} \sum_{k,m} (I_k^m)^2]_{\text{sim}}.$$

Rezultă

$$[\sum_{k,m} (I_k^m)^2]_{\text{sim}} = [\sum_{k,m} (I_k^m)^2 + \frac{r^0}{r} \sum (I_k^0)^2]_{\text{nesim}}.$$

Deoarece sistemul tensiunilor electromotoare nu conține componente hopolare, se poate arăta cu ușurință că $\sum_m (E_k^m)^2 = \sum_m (U_k^m)^2$ unde tensiunile U_k^m se consideră față de un neutru oarecare.

În consecință, expresia puterii aparente a unui sistem nesimetric și nesinusoidal va fi următoarea:

$$T = \sqrt{[\sum_{k,m} (I_k^m)^2 + \frac{r^0}{r} \sum_{k} (I_k^0)^2][\sum_{k,m} (U_k^m)^2]}.$$

Se remarcă uşor posibilitatea definirii unor valori efective echivalente simetrice de curent şi tensiune $I_e^2 = \frac{1}{3}\left[\sum_{k,m} (I_k^m)^2 + \frac{r^0}{r} \sum_k (I_k^0)^2\right]$, $U_e^2 = \frac{1}{3} \sum_{k,m} (U_k^m)^2$ încît expresia puterii aparente să aibă forma simplă ca în cazul sistemului trifazat simetric

$$T = 3\, U_e\, I_e .$$

Fiindcă puterea activă este determinată de expresia $P = \sum_{k,m} U_k^m\, I_k^m \cos \varphi_k^m$ dacă se defineşte în mod simetric o putere denumită reactivă, $Q = \sum_{k,m} U_k^m\, I_k^m \sin \varphi_k^m$ poate rezulta o putere N, definită pe baza relaţiei $N^2 = T^2 - P^2 - Q^2$. În funcţie de valorile efective ale armonicilor de curenţi şi tensiuni U_k^m, U_l^n, I_k^m, I_l^n rezultă :

$$N^2 = \sum_{k,m} [(U_k^m)^2 (I_l^n)^2 + (U_l^n)^2 (I_k^m)^2 - 2\, U_k^m\, U_l^n\, I_k^m\, I_l^n \cos(\varphi_k^m - \varphi_l^n)] + \\ + \frac{r^0}{r} \left[\sum_{k,m} (U_k^m)^2\right] \sum_k (I_k^0)^2 .$$

Însumarea trebuie efectuată încît să nu avem simultan $k = l$ şi $m = n$.

Puterea N, după cum se observă uşor din expresia sa, constituie o formă generală ce înglobează atît *puterea deformantă* a sistemelor monofazate — care este o putere legată de neidentitatea impedanţelor corespunzătoare armonicilor cît şi puterea *asimetriei* caracteristică sistemelor trifazate sinusoidale cu impedanţe neidentice de la fază la fază. Deoarece puterea N se anulează numai în cazul unui receptor simetric *şi care oferă aceleaşi rezistenţe ohmice pentru toate armonicile, ar putea fi denumită puterea deosebirii de impedanţă* (a fazelor şi armonicilor).

Ca şi toate celelalte puteri, ea posedă proprietatea conservării, dar întrucît aceasta nu are o importanţă practică nu vom insista asupra ei. Important este faptul că pierderile de putere într-o linie trifazată de alimentare a unui receptor oarecare, după cum rezultă din expresiile anterioare, se pot scrie sub forma

$$\Delta P = 3\, r\, I_e^2 = \frac{r\, T^2}{3\, U_e^2} = r\, \frac{P^2 + Q^2 + N^2}{\sum_{k,m} (U_k^m)^2} .$$

În consecinţă, pierderile de putere suplimentare celor datorită transportului energiei corespunzătoare puterii medii active, pot fi exprimate ca fiind datorite prezenţei unor puteri asociate defazajelor (putere reactivă) deosebirii de impedanţă a fazelor (puterea asimetriei) şi deosebirii de impedanţă a armonicilor (putere deformantă).

EXEMPLIFICARE

Să considerăm cazul unui redresor monofazat conectat între două faze (b, c) ale unui sistem trifazat și în serie cu o rezistență de sarcină R.

Dacă notăm U valoarea efectivă a tensiunii (simetrică) de linie, și prin I valoarea efectivă a curentului absorbit de redresor avem

$$I = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^{\frac{T}{2}} \left(\frac{\sqrt{2}\,U \sin \omega t}{R}\right) dt} = \frac{U}{\sqrt{2}\,R}.$$

Valoarea efectivă a curentului echivalent simetric este

$$I_e = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{I_b^2 + I_c^2} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{2 I^2} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{U}{R}.$$

Rezultă puterea aparentă $T = \sqrt{3}\,U\,I_e = \frac{U^2}{R}$.

Deoarece puterea activă este $P = R I^2 = \frac{U^2}{2R}$, iar cea reactivă este nulă, rezultă puterea de neidentitatea impedanțelor sistemului

$$N = \sqrt{T^2 - P^2} = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{U^2}{R}.$$

În consecință, admițînd valori practic constante pentru tensiuni rezultă pe baza relației o creștere a pierderilor în linie datorită nesimetriei și regimului deformant de $\varepsilon_p = 1 + \left(\frac{N}{P}\right)^2 = 1 + 3 = 4$ ori.

Dacă receptorul nesimetric ar fi alimentat de tensiune sinusoidală și ar consuma un curent sinusoidal s-ar obține $I_e = \sqrt{\frac{2}{3}} \frac{U}{R}$, $P = \frac{U^2}{R}$, $T = \sqrt{2}\,\frac{U^2}{R}$, $N = \frac{U^2}{R}$ și deci creșterea pierderilor datorită nesimetriei, de, $\varepsilon_p = 1 + \left(\frac{N}{P}\right)^2 = 2$ ori.

Dacă receptorul ar fi monofazat, dar nesinusoidal (redresor monofazat) am avea : $P = \frac{U^2}{R}$, $T = \frac{U^2}{\sqrt{2}\,R}$, $N = \frac{U^2}{2R}$ și deci o creștere a pierderilor datorită regimului deformant de $\varepsilon_p = 1 + \left(\frac{N}{P}\right)^2 = 2$ ori.

МОЩНОСТИ НЕСИММЕТРИЧНЫХ И НЕСИНУСОИДАЛЬНЫХ ТРЕХФАЗНЫХ СИСТЕМ

РЕЗЮМЕ

На основе определения кажущейся мощности как максимальной переданной активной мощности при данных потерях мощности в данной линии передачи уточняются условия, которые должны удовлетворять элементы типичной схемы : генератор, линия, потребитель, для которой переданная активная мощность равна кажущейся.

Выводятся общие выражения кажущейся мощности, реактивной мощности, соответствующей разности индуктивностей фаз (ассиметричная мощность) и высшим гармоникам (искаженная мощность).

PUISSANCES DES SYSTÈMES TRYPHASÉS NON SYMÉTRIQUES ET NON SINUSOÏDAUX

RÉSUMÉ

En vertu de la définition de la puissance apparente comme puissance active maximum transmise, l'auteur précise, dans le cas où les pertes de puissance dans la ligne de transport sont données, les conditions auxquelles doivent satisfaire les éléments d'un schéma type (génératrice, ligne, consommateur) afin que la puissance active émise soit égale à la puissance apparente.

Il en déduit ensuite les expressions générales de la puissance apparente, de la puissance réactive, et d'une puissance associée à la différence d'impédance des phases (puissance de l'asymétrie), ainsi que de la puissance des harmoniques (puissance déformante).

BIBLIOGRAFIE

1. Р. А. Воронов, Г. Е. Пухов, *Кажущаяся мощность электрической цепи.* Электричество. *4*, 81 (1954).
2. C. Budeanu, *Quelques considérations sur le rôle physique des puissances instantanées dans un système de production et de distribution de l'énergie électrique.*
3. — *Sur le fonctionnement d'un appareil déformant.* Comptes rendus de l'Académie des Sciences Paris, 1598 (1934).
4. — *Metode de calcul în regim de curenţi nesinusoidali.* Studii şi cercetări de energetică, **V**, *3—4* (1955).
5. Л. С. Лурье, *Кажущаяся мощность трехфазной системы.* Электричество, **I**, 47—52 (1951).
6. Fr. Buchholtz, *Die Darstellung der Begriffe „Scheinleistung" und Scheinarbeit bei Mehrphasenstrom.* Elektro-Journal, Sept., 15 (1921).
7. K. A. Krug, *Bazele electrotehnicii.* **II**. Ed. energetică de stat, Bucureşti, 1953.

EFECTE CAPACITIVE ÎN CIRCUITE CU INDUCTANŢĂ PERIODIC VARIABILĂ ALIMENTATE ÎN CURENT ONDULAT ŞI APLICAŢIA LA REALIZAREA UNUI NOU TIP DE CONDENSATOR INDUSTRIAL

DE

MATEI G. MARINESCU

INTRODUCERE

Ideea realizării unor condensatori electrici, pe bază de *cîmp magnetic* creat de curent, în întrefierul unui electromagnet, spre deosebire de condensatorii electrici, realizaţi pe baza *cîmpului electric* creat de sarcinile electrice în dielectricul dintre două armături, fixe, apropiate una de cealaltă, îşi găseşte justificarea principială în faptul că energia magnetică înmagazinată în unitatea de volum a întrefierului poate fi mult mai mare decît energia cîmpului electric ce poate fi înmagazinată în unitatea de volum a dielectricului.

Rămîne de analizat posibilitatea ca curentul care crează cîmpul magnetic să poată fi defazat înaintea f.e.m. care-l produce. În caz afirmativ, am putea realiza *condensatori electromagnetici*, avînd un gabarit comparabil cu acela al condensatorilor electrostatici.

În lucrări anterioare [1], [2] am arătat că în circuite cu inductanţă periodic variabilă, după o anumită lege $L(t)$ şi alimentate în curent ondulat, putem obţine efecte capacitive între componentele de pulsaţie a curentului şi f.e.m. aplicată.

În cele ce urmează, vom arăta că în anumite condiţii şi pentru o anumită lege de variaţie statică $L(x)$ a inductanţei, putem obţine efecte capacitive şi în acele sisteme, în care partea mecanică este solicitată numai de forţa electromagnetică de atracţie, a curentului, cu alte cuvinte în regimul de funcţionare ca *motor* a unor asemenea sisteme.

De asemenea, vom arăta că, energia *reactivă* obţinută poate fi mare faţă de energia *disipată* în rezistenţe şi frecări — condiţie esenţială pentru aplicarea efectului capacitiv obţinut, în practică.

Formularea matematică a problemei. Toate proprietățile sistemelor electromecanice, cuplate parametric, prin variația inductanței, sînt cuprinse în sistemul de ecuații (1)

$$\begin{cases} \text{— electrică :} & e = Ri + \dfrac{d}{dt}(L_i) \qquad \text{(a)} \\ \text{— mecanică :} & F(t) + \dfrac{1}{2}\dfrac{i^2}{v}\dfrac{dL}{dt} = m\dfrac{dv}{dt} + rv + \dfrac{1}{c}\int v\,dt \qquad \text{(b)} \end{cases} \tag{1}$$

care ne definesc în mod implicit variabilele dependente, curentul i și viteza v, în funcție de parametrii mecanici (m, r, c) și electrici (R, L (t)) precum și în funcție de variabila independentă t (se vede că sistemul mecanic cuprinde un resort caracterizat prin elasticitatea c).

În acest sistem de ecuații : $e(t)$ și $F(t)$ sînt funcții date de t în general periodice.

Problema revine deci în ultima analiză la explicitarea lui i și v prin integrarea acestui sistem de ecuații.

Un caz particular, important de care ne vom ocupa aici, este acela cînd $F(t) \equiv 0$, ceea ce se traduce fizic prin aceea că sistemul poate funcționa ca *motor* absorbind energie electrică de la sursa e și consumînd-o în frecare mecanică — caracterizată prin coeficient de fricțiune r.

Totodată, astfel după cum vom vedea, sistemul va putea furniza sursei, în anumite condiții, energie reactivă, funcționînd *capacitiv*.

Metoda clasică de rezolvare a sistemului (1). Metoda folosită pentru rezolvarea sistemului de ecuații (1), este o metodă de aproximații succesive [1].

Se presupune astfel, într-o primă aproximație că $L_1(t)$ variază armonic, simplu, ceea ce presupune, în mod implicit, că dacă $L(x)$ este o parabolă *pătratică* mișcarea $x_1(t)$ este și ea simplu armonică sau de rotație uniformă, după caz. Se calculează după aceea curentul prin integrarea ecuației neomogene a curentului (1a). Curentul astfel obținut nu este simplu armonic, ci constituie un spectru infinit de asemenea armonici. Din expresia curentului $i(t)$ și a inductanței L (t) se calculează forța electromagnetică $f_1(t) = \dfrac{1}{2}\dfrac{i^2}{v}\cdot\dfrac{dL}{dt}$, aplicată sistemului mecanic, ceea ce permite integrarea ecuației neomogene (1 b) și deci aflarea mișcării x_2 (t), care diferă în general de $x_1(t)$ ne mai fiind simplu armonică sau de rotație uniformă.

Se trece după aceea la a 2-a aproximație, calculîndu-se noul $L_2(t) = L_2(x_2\ (t))$ deci și curentul i_2 (t) și așa mai departe, pînă cînd diferența între $x_n(t)$ și $x_{x+1}(t)$ devine neglijabilă. Inconvenientul metodei constă în complexitatea unui asemenea calcul, care conduce la o serie infinită a cărei convergență poate fi lentă și a cărei manipulare fiind de aceea greoaie nu permite, practic, stabilirea proprietăților acestor sisteme printre care și aceea a unui eventual efect capacitiv.

Noua metodă de rezolvare. În două lucrări anterioare [1], [2] s-a arătat că, în cazul cînd, în loc de a se porni de la o variație simplu armonică a lui L (t) pentru a se rezolva (1 a) în raport cu curentul $i(t)$, se pornește invers, adică de la o variație simplu armonică a lui $i(t)$ și se rezolvă (1 a)

în raport cu $L(t)$, atunci analiza sistemului de ecuații se simplifică considerabil — ajungîndu-se la expresii analitice compacte.

Astfel, în presupunerea că

$$e = E_0(1 + p \cos(\alpha + \varphi)),$$
$$i = I_0(1 + q \cos \alpha), (q < 1),$$

unde $\alpha = \omega t - \varphi$,
precum și că : $F(t)$, este astfel încît

$$F(t) = m\frac{dv}{dt} + rv + \frac{1}{c}\int vdt - \frac{1}{2}i^2 \cdot \frac{dL}{dx}. \tag{2}$$

Sistemul de ecuații (1) se reduce la una singură și anume la ecuația (1a), care dacă se rezolvă în raport cu $L(t)$ se obține expresia compactă

$$\omega L(\alpha) = \rho \frac{A + q \sin \alpha}{1 + q \cos \alpha} + X, \tag{3}$$

în care

$\rho = R\left(\frac{p}{q}\cos \varphi - 1\right)$ = rezistența dinamică ; $X = R\frac{p}{q}\sin \varphi$ = reactanta dinamică, iar A este constantă arbitrară. Rezultă de asemenea

$$I_0 = E_0/R ;\ I_\omega = q\ I_0 = \frac{pE_0}{\sqrt{(R+\rho)^2 + X^2}} ;\ \operatorname{tg} \varphi = \frac{X}{R+\rho}. \tag{3'}$$

Analiza proprietăților unui astfel de sistem în care $L(t)$ variază după legea (3), este simplă și conduce la rezultatul că componenta de pulsație, i_ω a curentului poate fi defazată înaintea componentei de pulsație, e_ω a f.e.m. după cum se poate vedea îndată din expresia reactanței X care poate fi negativă dacă $-\frac{\pi}{2} \leqslant \varphi \leqslant 0$ și deci putem obține astfel un efect capacitiv.

Defazajul φ dintre e_ω și i_ω este determinat de defazajul dintre e_ω și $L(\alpha)$ astfel după cum s-a arătat în lucrările citate.

Pentru a *încadra* rezolvarea cazului funcționării sistemului ca *motor* adică pentru

$$F(t) \equiv 0,$$

în noua metodică de rezolvare, amintită numai aici — vom presupune că legea lui $L(\alpha)$ este dată de aceeași expresie (3), nu însă ca funcție independentă ci ca funcție dependentă de parametrii sistemului, ceea ce se traduce matematic prin rezolvarea *sistemului* (1), în care se face $F(t) \equiv 0$.

În acest mod de rezolvare trebuie să mai ținem seama și de relația

$$\frac{dL}{dx} = \frac{1}{v} \cdot \frac{dL}{dt} = G(t), \tag{4}$$

care în cazul tratat anterior cînd $F(t)$ este dat de (2) este satisfăcută implicit, oricare ar fi $L(x)$.

Aici $L(x)$ nu poate fi oricare ci este definit de însăşi ecuaţia (4) care se rezolvă precum urmează :
deoarece avem

$$x = \int v dt, \tag{4'}$$

în care $v(t)$ se obţine din integrarea ecuaţiei (1b), şi cum prin *inversiune* obţinem din (4'),

$$t = \tau(x),$$

vom avea

$$L(x) = \int G(\tau(x))\, dx = \int s(x). \tag{5}$$

Funcţia $L(x)$ definită de (5), ca o consecinţă a legii de variaţie a lui $L(t)$ dată de (3), lege pentru care curentul este sinusoidal, va trebui, pentru a corespunde unei variaţii fizic reale a inductanţei, să fie o funcţie *pară*.

Faptul că această condiţie este satisfăcută în mod automat se poate vedea îndată. Într-adevăr, ecuaţia (1b) rămîne identic aceeaşi dacă se schimbă (x) în $(-x)$ ceea ce nu poate avea loc decît dacă $L(x)$ este o funcţie pară. Acest lucru se va verifica în concret, în cele ce urmează. Observăm îndată că noua metodă propusă prezintă marele avantaj de a fi o metodă *directă* şi nu una de aproximaţii succesive, dacă $L(x)$ este dat de (5). Vom vedea că $L(x)$ astfel definit se apropie mult mai mult de o variaţie reală a inductanţei decît parabola pătratică luată în considerare şi metoda clasică de rezolvare.

Punerea în evidenţă a efectului capacitiv. Mişcarea, curentul şi inductanţa fiind cunoscute ca funcţii de t, din integrarea sistemului (1) astfel după cum s-a indicat, vom putea obţine relaţii între parametrii, care să pună în evidenţă efectul capacitiv, astfel după cum vom vedea în cele ce urmează.

Rezolvarea ecuaţiei mişcării. Să efectuăm deci integrarea ecuaţiei (1b) în care $F(t) \equiv 0$ înmulţind cu v obţinem

$$\frac{1}{2} i^2 \frac{dL}{dt} = mv \frac{dv}{dt} + r v^2 + \frac{v}{c} \int v dt$$

sau punînd

$$\alpha = \omega t - \varphi, \quad d\alpha = \omega dt,$$

obţinem

$$\frac{1}{2} i^2 \frac{dL}{d\alpha} = m \omega v \frac{dv}{d\alpha} + r v^2 + \frac{v}{c\omega} \int v d\alpha,$$

înlocuind pe i şi L cu expresiile lor în funcţie de α obţinem

$$1 + \frac{\sqrt{1 + A^2}}{q} \cos(\alpha - \beta) = Mv \frac{dv}{d\alpha} + Nv^2 + Pv \int v d\alpha, \tag{6}$$

unde

$$\operatorname{tg}\ \beta = A > 0 \tag{7}$$

și

$$M = \frac{2m\omega}{RI_0^2\, q\,(p\cos\varphi - q)}\,;\quad N = \frac{2r}{RI_0^2\, q\,(p\cos\varphi - q)}\,;$$
$$P = \frac{2}{C\omega\, RI_0^2\, q\,(\mathrm{p}\ \cos\ \varphi - q)}\,. \tag{7'}$$

O soluție particulară a ecuației neomogene (6) este dată de

$$v = v_m\ \cos\ \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\beta+\gamma}{2}\right), \tag{8}$$

unde

$$\text{(a)}\quad v_m = \sqrt{\frac{2}{N}}\ ;\ \text{(b)}\ \ \frac{\sqrt{1+A^2}}{q\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\gamma}} = 2\,;$$
$$\text{(c)}\quad \operatorname{tg}\gamma = \frac{M-P}{N} = \frac{m\omega - \dfrac{1}{C\omega}}{r} = \frac{x}{r}\,. \tag{9}$$

Avem, de asemenea, pentru amplitudinea x_m a oscilației

$$x_m = \frac{2v_m}{\omega} = \frac{2}{\omega}\sqrt{\frac{2}{N}}\,. \tag{10}$$

Prima relație între parametrii: *relația puterilor medii*. Din prima ecuație (9), deducem

$$Nv_m^2 = 2 = \frac{2r}{RI_0^2\, q\,(p\cos\ \varphi - q)}\, v_m^2\,,$$

sau

$$RI_0^2\, q\,(p\cos\ \varphi - q) = r\, v_m^2 = r\,\frac{\omega^2}{4}\, x^2 m\,, \tag{10'}$$

sau încă

$$\frac{1}{2}\, pI_\omega^2 = \frac{1}{2}\, rv_m^2 \tag{10''}$$

relație care reprezintă *conservarea* puterilor medii în sistemul electromecanic cuplat parametric, inductiv.

Ecuația (10′) mai poate fi pusă sub forma

$$\boxed{(p\ \cos\ \varphi - q)\, q = \frac{2}{Q}}\ ;\ Q = P_j/P_m\,, \tag{11}$$

unde

$P_m = \frac{1}{2} r v_m^2$ = puterea mecanică medie consumată în frecări,

$P_j = RI_0^2 = \frac{E_0^2}{R}$ = puterea disipată de f.e.m. în rezistența R.

A 2-a relație (complexă) între parametrii : relația puterilor oscilante. O a 2-a relație (complexă) echivalentă cu două relații independente între parametrii, o vom obține din considerarea puterilor oscilante în sistemul electromecanic, precum urmează :

Din ecuațiile curentului și vitezei (1a, b), prin eliminarea termenului corespunzînd forțelor electro-magnetice, obținem relația :

$$\varepsilon(\alpha) = \int eidt = R\int i^2\,dt + r\int v^2 dt + \frac{1}{2}Li^2 + \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2c}x^2 = \tag{12}$$
$$= W_j + W_f + W_m + W_c + W_e,$$

în care ultimii 3 termeni reprezintă componentele : magnetică, cinetică și elastică, a energiei pulsatorie, pusă în joc. Ecuația (12) trebuie să fie satisfăcută în orice moment ; rezultă că trebuie să fie satisfăcută identic și pentru componentele de pulsație ω a fiecărui termen.

Neglijînd termenii de pulsație, ai componentelor W_j și W_f putem scrie

$$[\varepsilon(\alpha)]_\omega = (W_m + W_c + W_e)_\omega = (W(\alpha))_\omega \tag{13}$$

(pentru orice α), unde am însemnat componentele de pulsație ω cu indicele respectiv.

Calculînd fiecare componentă din (13), avem

$$[\varepsilon(\alpha)]_\omega = \varepsilon\cos(\alpha + \varphi'), \tag{14}$$

unde

$$\varepsilon = \frac{E_0 I_0}{\omega}\sqrt{p^2\sin^2\varphi + (p\cos\varphi + q)^2} \quad \text{(a)}, \tag{15}$$
$$\operatorname{tg}\varphi' = -\frac{q + p\cos\varphi}{p\sin\varphi} \quad \text{(b)}.$$

În mod analog, avem

$$(W_m)_\omega = \left(\frac{1}{2}Li^2\right)_\omega = W_m\cos(\alpha - \beta'), \tag{15'}$$

unde

$$\begin{cases} W_m = \frac{1}{2}\cdot\frac{I_0^2}{\omega}q\cdot p\sqrt{1 + A'^2},\ A' = A + \frac{2X}{\rho}, \\ \operatorname{tg}\beta' = \frac{1}{A'}, \end{cases} \tag{16}$$

și în sfîrșit

$$(W_c + W_e)_\omega = W_{c+e} \cdot \cos\ (\alpha - (\beta + \gamma)),$$

unde

$$W_{c+e} = \frac{m}{4r}\left(1 - \frac{4}{mc\,\omega^2}\right) q^2 \cdot \rho\ I_0^2 . \tag{17}$$

Referindu-ne la (13) (a 2-a egalitate), (15′) și (17) rezultă că

$$(W(\alpha))_\omega = W_m \cos\ (\alpha - \beta') + W_{c+e} \cos\ (\alpha - (\beta + \gamma)) = W \cos\ (\alpha + \theta), \tag{18}$$

unde

$$W = \sqrt{W_m^2 + W_{c+e}^2 + 2W_m\, W_{c+e} \cos\ (\beta' + (\beta + \gamma))} \qquad \text{(a)}$$

$$\operatorname{tg}\,\theta = \frac{-\,W_{c+e}\ \sin\,(\beta + \gamma) - W_m \sin\,\beta'}{W_m\ \cos\,\beta' + W_{c+e} \cos\,(\beta + \gamma)}. \qquad \text{(b)} \tag{19}$$

Înlocuind în (13) cu expresiile astfel găsite pentru $(\sum(\alpha))_\omega$ și $(W(\alpha))_\omega$ obținem

$$\varepsilon \cos\,(\alpha + \varphi') = W\ \cos\ (\alpha + \theta), \tag{20}$$

oricare ar fi α; va trebui deci ca

$$\begin{cases} \varepsilon = W, & (21) \\ \operatorname{tg}\ \varphi' = \operatorname{tg}\,\theta, & (21') \end{cases}$$

ceea ce ne permite să obținem îndată cele două ecuații căutate. Astfel înlocuind în ecuația (21′) a *fazelor* puterilor oscilante cu expresiile date de (15) și (19) obținem relația

$$-\frac{q + p\ \cos\ \varphi}{p\ \sin\ \varphi} = \frac{-W_{c+e}\ \sin\,(\beta+\gamma) - W_m \sin\,\beta'}{W_m\ \cos\,\beta' + W_{c+e}\ \cos\,(\beta + \gamma)}. \tag{22}$$

Explicitînd că φ se află în cadranul trigonometric IV, ceea ce corespunde efectului capacitiv, obținem

$$\frac{q + p\ \cos\ \varphi}{p\ |\sin\ \varphi|} = \frac{-\,W_{c+e}\ \sin\,(\beta + \gamma) - W_m\ \sin\ \beta'}{W_m\ \cos\,\beta' + W_{c+e}\ \cos\,(\beta + \gamma)}, \tag{22'}$$

vom aduce unele simplificări relației (22′) punînd

$$\beta' = \frac{\pi}{2} \tag{23}$$

ceea ce presupune existența efectului capacitiv, astfel după cum se vede îndată din a 2-a ecuație (16), căci în acest caz $\operatorname{tg}\,\beta' = \infty$ și deci

$$A = -\frac{2X}{\rho} = \frac{2\,|X|}{\rho}. \tag{24}$$

Dar, deoarece $A = \operatorname{tg}\,\beta > 0$, rezultă că $X < 0$.

De asemenea, deoarece $A = \operatorname{tg} \beta \gg 1$, rezultă din (24) că reactanța capacitivă este mare față de rezistența dinamică, ceea ce corespunde scopului pe care-l urmărim.

Observăm totodată că prin condiția (23) nu am particularizat rezolvarea problemei; nu am făcut decît să fixăm valoarea constantei arbitrare A(ec. (24)).

Cu această condiție, ecuația (22′) devine

$$\frac{q + p\cos\varphi}{p\,|\sin\varphi|} = \left[\left(2 + \frac{1}{q}\right)\frac{1}{4-k} + \frac{1}{q(k-1)}\right]\frac{1}{Q_m}, \tag{25}$$

unde

$$1 < k = \frac{1}{mC\omega'^2} = \frac{\omega_0^2}{\omega'^2} < 4; \quad Q_m = \frac{m\omega'}{\gamma}; \quad \omega' = \frac{\omega}{2}. \tag{26}$$

Relația dintre reactanțele și rezistențele mecanice și electrice. Observînd că

$$|\operatorname{tg}\gamma| = \frac{|x|}{\gamma}, \tag{27}$$

și punînd

$$\frac{|\operatorname{tg}\gamma|}{\operatorname{tg}\beta} = \Sigma, \tag{28}$$

vom avea, referindu-ne la (24) și (9b).

$$\frac{|x|}{r} = \Sigma\cdot\frac{2|X|}{\rho} = \frac{1}{q}\cdot\frac{|X|}{\rho}; \tag{29}$$

ecuația (29) se mai poate scrie, înlocuind pe $|x|, |X|$ și ρ cu valorile respective

$$\frac{1}{2}Q_m|4-k| = \Sigma\cdot p|\sin\varphi|\,q\,Q,$$

sau

$$\boxed{p\,|\sin\varphi| = \frac{|4-k|Q_m}{2\Sigma\cdot qQ} = \frac{|4-k|Q_m}{Q}.} \tag{30}$$

Ecuația amplitudinilor puterilor oscilante. Din ecuația (21), dedusă din relația amplitudinilor puterilor oscilante, obținem prin înlocuirile corespunzătoare, relația

$$p^2\sin^2\varphi + 4\left(q + \frac{1}{qQ}\right)^2 = 4\frac{h^2Q_m^2}{Q^2}, \tag{31}$$

unde

$$h = \frac{|1-k|}{2}. \tag{32}$$

Metodă de rezolvare a relațiilor dintre parametri. Din cele ce preced rezultă că pentru realizarea efectului capacitiv în condițiile analizate mai sus, este necesar să fie satisfăcute patru relații între parametrii sistemului; acestea sînt ecuațiile (11), (25), (30) și (31).

După cîteva transformări (vezi Anexa) și în presupunerea că al 2-lea termen din membrul 1 al ecuației (31) este mic față de primul, aceste ecuații se mai pot scrie

$$\frac{|1-k|}{|4-k|}=1; \tag{33}$$

$$\text{deci } k=2{,}5, \tag{34}$$

$$q\cdot Q=1, \tag{35}$$

$$p\,|\sin\varphi|=1{,}5\cdot\frac{Q_m}{Q}, \tag{36}$$

$$p\cos\varphi=q+\frac{2}{qQ}=\frac{1}{Q}+2. \tag{37}$$

Din ultimile două ecuații deducem îndată

$$\begin{cases} p=\sqrt{\dfrac{q}{4}\left(\dfrac{Q_m}{Q}\right)^2+\left(2+\dfrac{1}{Q}\right)^2}, & (38)\\ \operatorname{tg}\varphi=1{,}5\dfrac{Q_m}{2Q+1}. & (39) \end{cases}$$

Am obținut astfel, în funcție de numai doi parametri: Q_m și Q expresiile parametrilor: q, p și $\operatorname{tg}\varphi$. De asemenea dezacordul față de rezonanță a rezonatorului mecanic, este dat de

$$k=\frac{|1-k|}{2}=0{,}75. \tag{40}$$

Relația de dimensionare a circuitului electric. Am folosit în stabilirea rezultatelor de mai sus, expresiile care ne dau pe $i(t)$ și $v(t)$.

Tot astfel, folosind expresia lui $L(t)$, vom obține o relație de dimensionare a circuitului electric.

Am văzut că

$$\omega L(\alpha)=\rho\frac{A+q\sin\alpha}{1+q\cos\alpha}+X\approx\rho\frac{A}{1+q\cos\alpha}+X, \tag{41}$$

relația de aproximație fiind justificată prin aceea că: $A=\dfrac{|x|}{r}\gg 1$.

Vom avea deci:

$$\omega L_m-X=\rho\frac{A}{1+q}, \tag{42}$$

$$\omega L_M-X=\rho\frac{A}{1-q}, \tag{43}$$

iar prin împărțire

$$\frac{\omega L_M - X}{\omega L_m - X} = \frac{1+q}{1-q} = 3, \tag{44}$$

sau deoarece : $X = R \cdot \frac{p}{q} \sin \varphi$,

$$\frac{L_m \omega}{R} = \frac{4}{\gamma - 3} p \sin \varphi = \frac{4}{\gamma - 3} \frac{1{,}5\, Q_m}{Q}. \tag{45}$$

Observăm îndată din (45) că, pentru obținerea efectului capacitiv trebuie ca $\gamma > 3$; de asemenea cu cît γ va fi mai mare cu atît $\frac{L_m \omega}{R}$ va fi mai mic și deci volumul conductorului străbătut de curent va fi și el mai mic.

Vom vedea însă că valoarea lui γ este perfect determinată.

Determinarea curbei statice $L(x)$. Am văzut că

$$\omega L(\alpha) = \rho \frac{A + q \sin \alpha}{1 + q \cos \alpha} - |X|,$$

$$x = -x_m \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Eliminînd pe α între aceste două ecuații și pentru $q = 0{,}5$ obținem

$$\omega L(\alpha) = 2\rho \frac{A - |x'| \sqrt{1 - x'^2}}{1 + 2x'^2} - |X|, \quad x' = \frac{x}{x_m}, \tag{46}$$

ceea ce verifică afirmația făcută la început asupra *parității* funcției $L(x)$. Deoarece $A \gg 1$, vom avea cu suficientă aproximație

$$L(x) = \frac{|X|}{\omega} \left(\frac{4}{1 + 2x'^2} - 1 \right) \text{ sau} \tag{47}$$

$$\frac{L(x)}{L_M} = \frac{1}{3} \left(\frac{4}{1 + 2x'^2} - 1 \right).$$

De asemenea, deoarece $-1 \leqslant x' \leqslant +1$ rezultă îndată că :

$$\gamma = \frac{L_M}{L_m} = 9. \tag{48}$$

Cu această valoare pentru γ ecuația (45) devine

$$\frac{L_m \omega}{R} = \frac{Q_m}{Q}. \tag{49}$$

Am construit în figura 1, curba (47), care prezintă un punct de inflexiune pentru $x' = \frac{1}{\sqrt{6}} = 0{,}4$ cînd $\omega \frac{L(x)}{|X|} = 2$.

Raportul dintre puterea reactivă P_r și puterea totală disipată P_j.

După cum s-a menționat în introducere, pentru ca efectul capacitiv analizat aici să poată conduce la aplicația practică a *condensatorului electromagnetic*, trebuie ca puterea reactivă să fie mare față de puterea disipată.

Calculînd raportul

$$\mu = \frac{P_r}{P_j}$$

obținem

$$P_r = \frac{1}{2} |X| I_\omega^2 = \frac{1}{2} R\, pq \sin \varphi \cdot I_0^2,$$

$$P_j = \frac{1}{T} \int_0^T Ri^2\, dt = \left(1 + \frac{1}{2} q^2\right) R\, I_0^2, \tag{50}$$

$$\therefore \mu = \frac{1}{4} \cdot \frac{p |\sin \varphi|}{1 + \frac{1}{2} q^2} = \frac{3}{8\left(1 + \frac{q^2}{2}\right)} \cdot \frac{Q_m}{Q}.$$

Formulele de calcul obținute mai sus ne permit calculul complet al dimensiilor geometrice a unui condensator de tip electromagnetic pentru o putere reactivă dată, pornind de la numai doi parametrii, Q_m și Q. Acest calcul va fi prezentat într-o lucrare ulterioară. El arată că, de acord cu principiul enunțat asupra efectului de *concentrare* a energiei în cîmpul magnetic spre deosebire de cel electric la aceeași putere reactivă, volumul unui condensator *electromagnetic* este comparabil cu acela al unei baterii de condensatori statici.

De asemenea, greutatea unui asemenea condensator electromagnetic este de circa 0,3 ori greutatea unui motor asincron de aceeași putere activă.

Concluzii asupra efectului capacitiv în condensatori electromagnetici. În circuite cu inductanță periodic variabilă, alimentate în

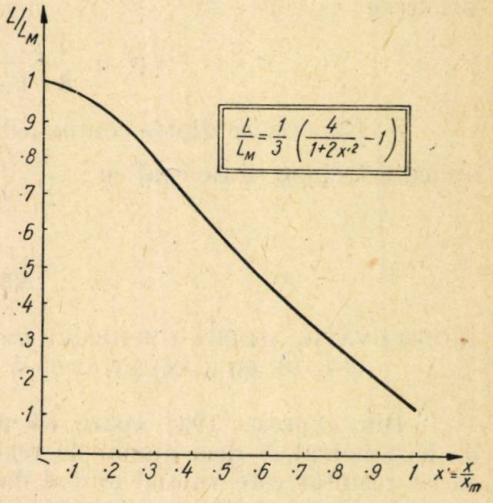


Fig. 1. — Expresia analitică a legii de variație statică $L(x)$ a inductanței și reprezentarea grafică corespunzătoare pentru care, în condițiile indicate în lucrare, componenta de pulsație a curentului este sinusoidală și defazată înaintea componentei de pulsație a f.e.m. aplicate (efect capacitiv).

curent ondulat, pentru a obține un efect capacitiv important, trebuie îndeplinite următoarele condiții :

1. Mișcarea armăturii să fie sinusoidală și de pulsație egală cu jumătate din pulsația ω a curentului — viteza fiind maximă în momentul trecerii prin poziția în care inductanța e maximă.

2. Raportul L_M/L_m să fie egal cu 9.

3. Legea de variație (statică), $L(x)$ cît mai apropiată de funcția

$$\frac{L_{(x)}}{L_M} = \frac{1}{3}\left(\frac{4}{1+2\,x'^2} - 1\right),$$

dacă această condiție nu este satisfăcută, vor apare armonici de curent.

4. Sistemul mecanic trebuie să constitue un *rezonator* desacordat față de pulsația $\omega' = \omega/2$ desacordul h fiind egal cu 0,75.

Sistemul mecanic se va comporta deci ca o reactanță elastică, la frecvența oscilației mecanice : ω'.

5. Resortul care împreună cu masa armăturii, constituie rezonatorul mecanic, trebuie să mențină armătura în poziția în care inductanța este maximă.

6. Factorul de calitate : $Q_e = L_m\omega/R$ al bobinei circuitului electric trebuie să fie egală cu

$$Q_e = \frac{Q_m}{Q}.$$

7. Pentru un randament mare, trebuie ca : Q_e să fie cît mai mare deoarece

$$\mu = \frac{3}{8}\cdot\frac{1}{1+q^2/_2}\cdot Q_e.$$

8. Raportul p dintre componenta de pulsație și cea continuă a f.e.m. aplicată trebuie să fie egal cu : $\frac{3}{2}\cdot\frac{Q_m}{Q}$.

ANEXĂ

1. OBSERVAȚIE ASUPRA EXPRESIEI AMPLITUDINII (9 a) A SOLUȚIEI PARTICULARE (8) A ECUAȚIEI (6) A VITEZEI ARMĂTURII MOBILE

Din expresia (9a) apare că amplitudinea vitezei depinde numai de parametrul N deci numai de rezistența de frecare r nu și de m și c. Acest rezultat este valabil numai dacă relația (9b) este satisfăcută. Cum această relație conține constanta arbitrară A, ea ne determină valoarea acestei constante în funcție de tg γ și q. Cum pe de altă parte tg γ depinde de frecvență, înseamnă că A depinde de frecvență. Pentru o frecvență dată, A este însă bine determinat. Din punct de vedere fizic (9b) reprezintă o condiție de rezonanță : ea ne dă valoarea optimă a constantei A, pentru care viteza e maximă.

2. DEDUCEREA RELAȚIEI (25)

Din ecuația (22') a *fazelor* puterilor oscilante, în condițiile efectului capacitiv, observînd că $W_{c+e} > W_m$ și ținînd seama de (23) obținem

$$\frac{q + p\cos\varphi}{p(\sin\varphi)} \equiv -\operatorname{tg}(\beta+\gamma) - \frac{W_m}{W_{c+e}} \cdot \frac{1}{\cos(\beta+\gamma)} = -\operatorname{tg}(\beta+\gamma) - \frac{W_m}{W_{c+e}} \sqrt{1+\operatorname{tg}^2(\beta+\gamma)}, \tag{1A}$$

punînd

$$\beta = \left(\frac{\pi}{2} - \Sigma_1\right), \gamma = \left(\frac{\pi}{2} - \Sigma_2\right), (\Sigma_1, \Sigma_2 << 1), \tag{2A}$$

obținem din (1A), neglijînd : $\operatorname{tg}^2(\beta+\gamma)$ față de unitate și înlocuind pe W_m și W_{c+e} cu valorile date de (16) și (17)

$$\frac{q + p\cos\varphi}{p(\sin\varphi)} = \operatorname{tg}(\Sigma_1+\Sigma_2) + \frac{1}{q\cdot Q_m(k-1)} = \frac{\operatorname{tg}\Sigma_1 + \operatorname{tg}\Sigma_2}{1 - \operatorname{tg}\Sigma_1 \operatorname{tg}\Sigma_2} + \frac{1}{qQ_m(k-1)} \tag{3A}$$

unde Q_m și k sînt definite de (26).

Neglijînd în (3A) $\operatorname{tg}\Sigma_1 \operatorname{tg}\Sigma_2$ față de unitate și referindu-ne la (2A) putem scrie (3A) ca mai jos

$$\frac{q + p\cos\varphi}{p|\sin\varphi|} = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} + \frac{1}{\operatorname{tg}\gamma} + \frac{1}{qQ_m(k-1)}. \tag{4A}$$

Dar avem (vezi ec. (9c))

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{m\omega - \dfrac{1}{C\omega}}{r} = \frac{m\omega}{r}\left(1 - \frac{1}{mc\omega^2}\right) = 2Q_m\left(1 - \frac{k}{4}\right) = \frac{Q_m}{2}(4-k). \tag{5A}$$

De asemenea (vezi ec. (9b))

$$\frac{\sqrt{1+A^2}}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\gamma}} \cong \frac{A}{\operatorname{tg}\gamma} = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\gamma} = 2q$$

deci

$$\operatorname{tg}\beta = 2q\operatorname{tg}\gamma = qQ_m(4-k). \tag{6A}$$

Înlocuind în (4A) pe $\operatorname{tg}\beta$ și $\operatorname{tg}\gamma$ cu expresiile de mai sus, obținem

$$\frac{q + p\cos\varphi}{p|\sin\varphi|} = \frac{1}{(4-k)Q_m}\left(2 + \frac{1}{q}\right) + \frac{1}{qQ_m(k-1)} = \frac{1}{Q_m}\left(\frac{1}{4-k}\left(2 + \frac{1}{q}\right) + \frac{1}{q(k-1)}\right), \tag{7A}$$

sau încă

$$p\,Q\,|\sin\varphi| = \frac{(q^2Q+1)\,Q_m}{\frac{1}{4-k}\left(2+\frac{1}{q}\right)+\frac{1}{q(k-1)}}. \tag{8A}$$

Eliminînd pe $p\cos\varphi$ între (8A) și (11), obținem

$$qQ\,p\,|\sin\varphi| = \frac{2\,(q^2Q+1)Q_m}{\frac{1}{4-k}\left(2+\frac{1}{q}\right)+\frac{1}{q(k-1)}}. \tag{9A}$$

3. DEDUCEREA ECUAȚIEI (31) (A AMPLITUDINILOR PUTERILOR OSCILANTE)

Referindu-ne la ecuația (21) în care facem, înlocuirile cu expresiile date de ecuațiile (15a) și (19a) obținem

$$\frac{E_0 I_0}{\omega}\sqrt{p^2\sin^2\varphi+(p\cos\varphi+q)^2} = \sqrt{W_m^2+W_{c+e}^2+2W_m W_{c+e}\cos(\beta'+(\beta+\gamma))}. \tag{10A}$$

Ca și la punctul 2, deoarece $W_{c+e} > W_m$ precum și datorită faptului că $\cos(\beta'+(\beta+\gamma)) << 1$, ecuația (10A) se mai poate scrie

$$\frac{E_0 I_0}{\omega}\sqrt{p^2\sin^2\varphi+(p\cos\varphi+q)^2} \cong W_{c+e}. \tag{11A}$$

Ținînd seama de (17) vom avea

$$\frac{E_0 I_0}{\omega}\sqrt{p^2\sin^2\varphi+(p\cos\varphi+q)^2} \cong \frac{m}{4r}(1-k)\,q^2\cdot\rho I_0^2$$

sau încă

$$R^2\,[p^2\sin^2\varphi+(p\cos\varphi+q)^2 = \left(\frac{1}{2}Q_m(1-k)\,q^2\cdot\rho\right)^2, \tag{12A}$$

eliminînd pe ρ și $\cos\varphi$ între (12A), (3') și (11) obținem

$$p^2\cdot\sin^2\varphi+4\left(q+\frac{1}{qQ}\right)^2 = \frac{1}{4}Q_m^2(1-k)^2\cdot q^4\left(\frac{p}{q}\cos\varphi-1\right)^2 = \frac{Q_m^2(1-k)^2}{Q^2} \tag{13A}$$

deci tocmai ecuația (31), sau aproximativ în cazul cînd

$$p^2\sin^2\varphi >> 4\left(q+\frac{1}{qQ}\right)^2, \tag{14A}$$

$$p\cdot\sin\varphi \cong |1-k|\,\frac{Q_m}{Q}.$$

4. DEDUCEREA ECUAȚIILOR (34), (35) ȘI (36)

Din (9A), (30) și (31) (în această din urmă ecuație se neglijează $\left(q + \frac{1}{qQ}\right.$ față de $\left.p^2 \sin^2 \varphi\right)$ obținem

$$q\,Q\,p\,(\sin\varphi) = \frac{2\,(q^2 \cdot Q + 1)\,Q_m}{\frac{1}{4-k}\left(2 + \frac{1}{q}\right) + \frac{1}{(k-1)q}} = (4-k)\,Q_m\,q = |\,1-k\,|Q_m \cdot q\,, \tag{15A}$$

ultima egalitate ne dă relația

$$\boxed{\left|\frac{1-k}{4-k} = 1\right|} \quad \text{deci} \quad \boxed{k = 2{,}5} \tag{16A}$$

a 2-a egalitate ținînd seama și de (16A) ne dă relația

$$\boxed{q \cdot Q = 1.} \tag{17A}$$

În sfîrșit, din egalitatea primului și ultimului termen din (15A) obținem

$$\boxed{p\,|\sin\varphi| = 1{,}5\,\frac{Q_m}{Q}\,.} \tag{18A}$$

Am obținut astfel ecuațiile (34), (35) și(36).

5. DEDUCEREA RELAȚIILOR FINALE: (40) ȘI (40')

Din ecuațiile (18A) și (11) obținem prin ridicare la pătrat și însumare și ținînd cont de (17A) relația

$$p = \sqrt{\frac{9}{4}\left(\frac{Q_m}{Q}\right)^2 + \left(2 + \frac{1}{Q}\right)^2}\,,$$

care în cazul cînd

$$Q_m^2 >> \left(\frac{4}{3}\,Q + \frac{2}{3}\right)^2,$$

sau

$$2 + \frac{1}{Q} << \frac{9}{4}\left(\frac{Q_m}{Q}\right)^2,$$

se reduce la

$$p \approx \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_m}{Q}\,. \tag{19A}$$

De asemenea prin împărţire, obţinem

$$\boxed{\operatorname{tg} \varphi = \frac{1{,}5\, Q_m}{2Q + 1}} \qquad (20A)$$

deci tocmai relaţiile (40) şi (40′).

ЕМКОСТНЫЕ ЭФФЕКТЫ В ЦЕПИ С ПЕРЕМЕННОЙ ИНДУКТИВНОСТЬЮ И С ПИТАНИЕМ ВОЛНООБРАЗНЫМ ТОКОМ И ПРИМЕНЕНИЕ ИХ В РАЗРАБОТКЕ НОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЕМКОСТИ

РЕЗЮМЕ

Является очевидным наличие емкостного эффекта в цепи, питаемой волнообразным током, в которой под действием эдс тока в подвижной системе, представляющей из себя механический резонатор, индуктивность меняется периодически.

Решаются уравнения тока и движения системы по новому прямому методу без последовательных приближений.

Определяются отношения между параметрами, а также закон статистического изменения индуктивности, необходимой для получения емкостного эффекта, с целью применения в разработке новой промышленной емкости. Даются библиографические указания к двум прежним работам автора.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Аналитическое выражение закона статистического изменения индуктивности $L(x)$ и соответствующее графическое изображение, для которого при условиях, указанных в работе, переменная составляющая тока синусоидальна и опережает переменную составляющую эдс (емкостный эффект).

EFFETS CAPACITIFS DANS LES CIRCUITS À INDUCTANCE PÉRIODIQUEMENT VARIABLE ALIMENTÉS PAR UN COURANT ONDULÉ, ET LEUR APPLICATION À LA RÉALISATION D'UN NOUVEAU TYPE DE CONDENSATEUR INDUSTRIEL

RÉSUMÉ

L'auteur met en évidence l'effet capacitif dans un circuit alimenté par un courant ondulé, et où l'action des forces électromagnétiques du courant, appliquée à une armature mobile constituant un résonateur mécanique, fait varier l'inductance périodiquement.

Il résout les équations du courant et du mouvement de l'armature par une nouvelle méthode, directe, et non plus par des approximations successives.

L'auteur établit des relations entre les divers paramètres et énonce la loi de variation statique de l'inductance, ce qui permet d'obtenir un effet capacitif, qui est très important pour la réalisation d'un nouveau type de condensateur industriel. L'auteur indique comme références deux de ses travaux antérieurs.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Expression analytique de la loi de variation statique $L(x)$ de l'inductance et sa représentation graphique. Dans les conditions spécifiées dans le travail, la composante de pulsation du curant est sinusoïdale et déphasée en avant de la composante de pulsation de la f.é.m. appliquée (effet capacitif).

BIBLIOGRAFIE

1. M. MARINESCU, *Efecte capacitive în circuite cu inductanță periodic variabilă.* Comunicările Acad. R.P.R., *7* (1960).
2. — *Reglajul fazei în circuite cu inductanță periodic variabilă și alimentare în curent ondulat.* Comunicările Acad. R.P.R., *8* (1960).

STUDIUL REGIMURILOR STATICE ŞI DINAMICE ALE UNEI LEGĂTURI SLABE DE INTERCONEXIUNE EFECTUAT PE UN MODEL DINAMIC DE REŢEA

DE

E. ARIE, S. IONESCU, P. NICOLAE şi M. POMÎRLEANU

1. CARACTERUL EXPERIENŢELOR EFECTUATE

1.1. NECESITATEA UNOR EXPERIMENTĂRI PE REŢELE ELECTRICE COMPLEXE

Experienţe recente efectuate în U.R.S.S. şi în Anglia [1], [2], [3], [4], [5] asupra unor reţele electrice, s-au concentrat asupra studiului unui generator sincron debitînd printr-o linie lungă spre un sistem suficient de puternic pentru a fi considerat în calcule ca o bară de tensiune rigidă.

Aceste experienţe au avut drept scop :

a) Studiul proceselor tranzitorii în generatorul sincron ;

b) Verificarea metodelor de calcul folosite în analiza sistemelor electrice — inclusiv a ipotezelor simplificatoare uzuale ;

c) Studiul efectului proceselor de reglare automată a tensiunii şi vitezei ;

d) Studiul funcţionării în asincron a generatoarelor sincrone etc.

Rezultatul unor experienţe de acest fel sînt utile pentru analiza regimurilor de funcţionare ale sistemelor electrice complexe, efectuată pe modele sau maşini numerice.

În completare, pentru o mai bună fundamentare a metodelor de analiză a sistemelor electrice complexe, se propune efectuarea unor încercări în noduri de interconexiune-consumatoare, legate de centralele electrice ale sistemului prin linii de transport de lungimi comparabile între ele.

Aceste încercări vor avea următoarele obiective :

— Verificarea şi dezvoltarea metodelor de calcul specifice sistemelor electrice complexe, necesitînd atît pentru generatoarele sincrone cît şi

pentru celelalte elemente un număr mai mare de ipoteze simplificatoare decît în cazul centralei ce debitează printr-o linie lungă pe o bară infinită;

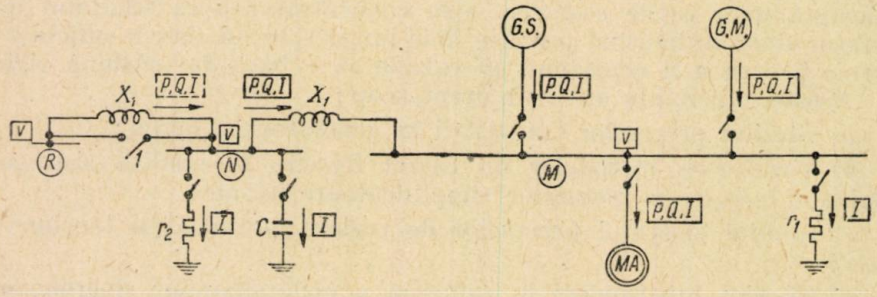
— Verificarea ecuaţiilor de funcţionare, respectiv a schemelor echivalente folosite pentru centrele consumatoare, în studiul regimurilor permanente şi tranzitorii; determinarea parametrilor acestor ecuaţii.

— Determinarea erorilor datorite utilizării unor valori estimative pentru parametrii unor elemente ale sistemelor, ce nu au putut fi determinaţi prin măsurători.

— Stabilirea preciziei cu care poate fi caracterizat un regim ţinînd seama de fluctuaţiile probabile ale mărimilor caracteristice şi de erorile inerente măsurătorii acestor mărimi; evidenţierea erorilor de metodă, rezultînd din ipotezele simplificatoare adoptate şi din metodele de determinare a diferiţilor parametrii.

1.2. SCOPUL ÎNCERCĂRILOR PE UN MODEL DINAMIC DE SISTEM COMPLEX

Din cauza greutăţilor legate de efectuarea unor experienţe pe sistem, s-a urmărit elucidarea parţială a problemelor ridicate de analiza sistemelor electrice complexe, prin încercări pe un model dinamic — a cărui schemă este redată în figura 1. Aceste experienţe au fost totodată considerate ca pregătitoare pentru încercări ulterioare pe sistem; ele au scos în evidenţă rezultatele ce pot fi obţinute prin asemenea experienţe, au permis verificarea metodelor de experimentare preconizate şi au scos în evidenţă, precauţiile necesare pentru ca rezultatele obţinute prin experienţă să fie concludente.



Prin simbolul ☐ *se indică mărimile măsurate.*
ex. [P.Q.I] *înseamnă că s-a măsurat puterea activă, puterea reactivă şi intensitatea curentului.*

Fig. 1. — Schema modelului dinamic de sistem electric.

Dintre obiectivele stabilite pentru încercările pe sistem, încercările pe model au permis verificarea metodei grafico-analitice de analiză a sistemelor dată de P. D i m o, pentru studiul regimurilor staţionare succesive, pentru determinarea tensiunii critice a unui nod şi pentru studiul regimurilor dinamice — cu neglijarea rezistenţelor longitudinale [6], [7].

De asemenea, s-a stabilit o schemă echivalentă pentru regimuri dinamice ale sistemului, raportată la un nod şi ai cărei parametrii să fie determinaţi experimental. Schema echivalentă, determinată prin oscilografierea variaţiei puterii active pe o linie de interconexiune, după o perturbaţie de importanţă redusă (deconectarea unei sarcini din nod), a fost verificată prin compararea rezultatelor de calcul şi experimentale pentru regimuri de avarie.

1.3. SCHEMA MODELULUI DE SISTEM ELECTRIC

Încercările pe model dinamic au fost efectuate în laboratorul de modelizare a sistemelor electrice al Institutului de energetică. Schema utilizată este redată în figura 1, iar parametrii caracteristici ai elementelor în tabela 1.

Tabela 1

	S_n kVA	U_n V	x_d		x'_d		T s
			Ω	%	Ω	%	
G.S.	30	380	8,3	138	0,755	12,5	11,55
G.M.	12	380	8	66	2,94	22	10,8
M.A.	30	380	—	—	—	—	—

$r_1 = 18\ \Omega$

$r_2 = 13{,}5\ ;\ 18\ ;40\ \Omega$

$C\omega = 0{,}037\ ;\ 0{,}03\ ;\ 0{,}02$ S.

În această schemă R este reţeaua oraşului, avînd în timpul încercărilor în punctul respectiv o tensiune constantă de 375 V.

Capacitatea de transport a legăturii reprezentate prin modelul de linie de reactanţă $2X_1 = 8\Omega$ calculată pentru o pierdere de tensiune de 10% este de 8 kW (cu cos $\varphi = 1$ la receptor) adică cca. 24% din puterea instalată totală a generatoarelor. Prin conectarea condensatoarelor C (simulînd o staţie de compensare intermediară) sau prin închiderea comutatorului *1* (simulînd dublarea liniei de interconexiune) această capacitate de transport ar putea fi mărită. În punctul N situat la mijlocul reactanţei $2X_1$, au fost conectate condensatoare şi reostate variabile precum şi aparate pentru măsurarea puterii active şi reactive şi a intensităţii curentului ce traversează reactanţa. Astfel, punctul N simulează un nod al reţelei (de exemplu : o staţie intermediară a unei linii de transport) nod la care se raportează caracteristicile sistemului ; vom numi nodul N nod de referinţă.

În ansamblu s-a obţinut modelul dinamic, al unui sistem de putere limitată, avînd receptori cu o structură complexă cu o putere consumată comparabilă cu puterea instalată, interconectat cu un sistem de putere mult mai mare printr-o legătură de interconexiune, cu o capacitate de circa 24% din puterea instalată în primul sistem.

1.4. DESCRIEREA EXPERIENȚELOR

O primă serie de experiențe au avut ca scop determinarea caracteristicilor în regim staționar. Ele au constat dintr-un șir de regimuri staționare, în care excitația și puterea la arborele generatoarelor, precum și structura sarcinii active nu au fost modificate, variindu-se numai puterea reactivă din nodul de referință. S-au efectuat două serii de asemenea experiențe, în primul caz pentru regimuri depărtate de limita de stabilitate statică, iar în al doilea caz, pentru o succesiune de regimuri alese în așa fel încît regimul final să fie apropiat de cel critic.

Scăzînd apoi excitația generatorului S, s-a determinat regimul limită de pierdere a stabilității statice, respectiv tensiunea critică.

Valorile puterii active și reactive, ale tensiunilor și curenților pentru principalele elemente ale sistemului precum și pentru nodul N în care se efectuează variațiile de putere reactivă, sînt redate în tabela 2.

Regimul limită s-a obținut prin scăderea tensiunii în nodul M la

$$U_{M\,\mathrm{lim}} = 280 \text{ V}$$

și corespunzător

$$U_{N\,\mathrm{lim}} = 318 \text{ V}$$

în nodul de referință N.

O altă serie de experiențe au urmărit determinarea caracteristicilor dinamice ale sistemului. În acest scop a fost provocat un regim tranzitoriu prin variația capacității condensatorului conectat în nodul N, precum și regimuri dinamice, prin variația bruscă a rezistenței conectate în nodul N, precum și prin deschiderea bruscă a întrerupătorului 1—simulînd deconectarea unei linii de transport. Dintre regimurile dinamice studiate, trei au fost stabile, iar al patrulea a fost instabil.

Cu ajutorul a două oscilografe cu bucle au fost înregistrate : variația tensiunii, curentului și puterii în nodul N, a puterii și curentului debitate de generatorul S, precum și a curentului absorbit de motoarele primare ale generatoarelor (pentru a urmări variația cuplului la arbore).

Valorile acelorași mărimi, pentru regimurile staționare dinainte de producerea perturbației și de după amortizarea oscilațiilor au fost citite pe aparate.

2. VERIFICAREA METODEI GRAFICO-ANALITICE DE ANALIZĂ A SISTEMELOR

2.1. VERIFICAREA TENSIUNII CRITICE

Se caută, folosind metoda grafico-analitică a curenților de scurtcircuit [6] tensiunea critică pe bara M în ipotezele :

— tensiuni electromotoare ale generatoarelor constante, la un regim dat de funcționare ;

— puteri active debitate constante ;

— caracteristici $P = \text{const.}$ și $Q = kU^2$ pentru consumator.

Din tabela 2 (nr. 8) rezultă regimul din figura 2 apropiat de limita de stabilitate.

Tabela 2

Nr. crt.	Generator S			Generator M				Motor A			Rezistența r_1		Linia 2 X_1 (în nodul N) **)				Condensatorul C		Observații
	P_s	Q_s	I_s	P_m	Q_m*)	I_m	U_m	P_a	Q_a	I_a	I_{r1}	P_{r1}	P_R	Q_R	I_R	U_R	I_c	Q_c	
1	27,60	15,10	47,8	10,20	3,39	16,6	375	26,80	20,00	52	12,5	8,14	−2,52	−3,12	4,86	400	8,50	5,95	regim inițial
2	26,55	15,20	47,3	10,08	4,00	16,8	372	26,80	19,70	52	12,4	8,00	−1,17	−2,44	4,05	388	6,45	4,33	regimul rezultă din cel precedent prin variația capacității C
3	25,80	15,05	46,8	9,90	4,80	17,2	368	26,80	19,00	52	12,3	7,85	−0,36	−1,64	2,40	375	4,62	2,99	i d e m
4	25,20	14,88	47,3	9,90	4,90	17,8	357	27,00	17,98	53	12,2	7,56	−0	−0,41	1,20	352,5	0	0	i d e m
5	21,65	6,41	41,3	7,55	4,25	15,6	320	25,65	14,00	54,20	10	5,53	***)	−0,295	3,00	377,5	7,8	5,10	regim inițial
6	21,45	6,65	41,7	7,55	4,08	16,0	310	25,65	13,83	54,80	9,8	5,27		0,363	3,00	367	5,9	3,75	regimul rezultă din cel precedent prin variația capacității C
7	21,30	6,07	41,7	7,55	4,34	16,4	306	25,10	13,13	55,20	9,5	5,04		1,20	2,85	352	4,4	2,68	i d e m
8	21,15	5,88	43,4	7,50	4,81	17,2	300	25,20	12,43	56,00	9,4	4,88		2,44	4,80	326	0	0	i d e m

*) Mărime dedusă.
**) Mărimile P_R, Q_R, I_R, se referă la porțiunea $N-R$ în punctul N, sensul pozitiv fiind de la R spre N.
***) Nu s-au putut măsura din cauza oscilațiilor.

P – kW
Q – kVAR
I – A.

Pentru construcţia diagramei se foloseşte tabela 3.

Tabela 3

	$I_0 + I_d = \frac{U}{X} + \frac{Q}{U}$ A	$I_w = \frac{P}{U}$ A
G.M. $(\overline{OA})$	53,5	25
R $(\overline{AB})$	43,3	4,77
G.S. $(\overline{BC})$	55,8	70,5

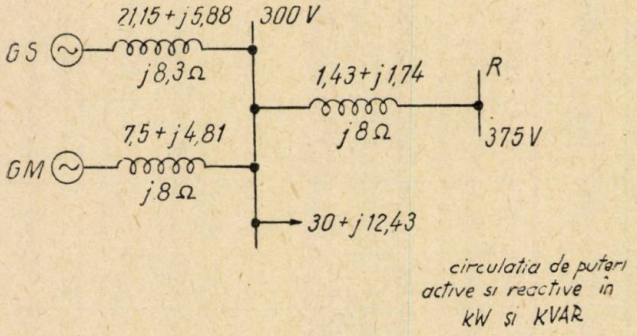


Fig. 2. — Schema electrică şi circulaţia de puteri în regimul anterior pierderii stabilităţii statice.

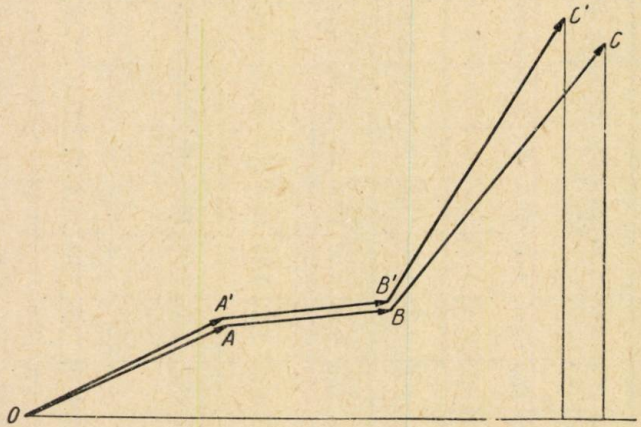


Fig. 3. — Determinarea grafică a tensiunii critice.

şi rezultă graficul $\overline{OA} - \overline{AB} - \overline{BC}$ din figura 3.

Înrăutăţind regimul prin micşorarea tensiunii electromotoare a generatorului (*G.S.*) în ipotezele considerate, se ajunge la situaţia

$\overline{OA'}-\overline{A'B'}-\overline{B'C'}$ pentru care derivata $\frac{dQ}{dU}$ se anulează. Rezultă din grafic, tensiunea critică $U_{Mcr} = 278$ V față de $U_{M\,\text{limită}} = 280$ V obținută experimental.

2.2. VERIFICAREA STABILITĂȚII DINAMICE A SISTEMULUI STUDIAT, PRIN METODA GRAFICO-ANALITICĂ

Folosind metoda grafico-analitică [7] se calculează regimul dinamic al sistemului studiat, în cazul unei modificări instantanee a unui element

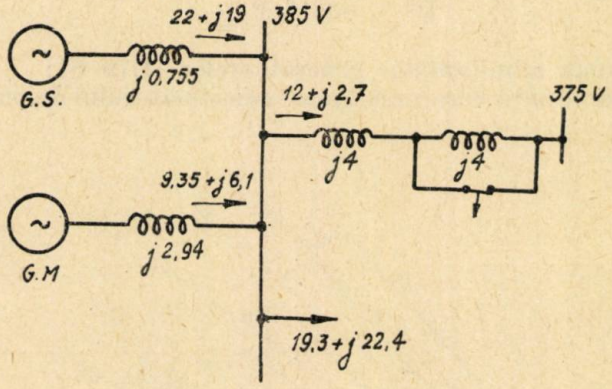


Fig. 4. — Schema electrică folosită în calculul stabilității dinamice.

din schemă și anume la dublarea valorii reactanței liniei ce leagă bara comună a celor două generatoare (*G.S.* și *G.M.*) cu rețeaua. Calculul s-a făcut în ipotezele următoare :

— tensiuni electromotoare tranzitorii constante,
— reactanțele diferitelor elemente constante,
— rezistențele longitudinale ale diferitelor elemente neglijabile,
— consumatorii cu o astfel de caracteristică permițînd înlocuirea lor în calcul printr-o impedanță.

Pe schema din figura 4 este redat regimul dinainte de perturbația reprezentată prin creșterea bruscă a reactanței liniei de la 4 la 8 Ω.

În tabela 4 se dau componentele curenților de scurt-circuit pe axa absciselor și ordonatelor pentru generatoarele *G.S.* și *G.M.* și pentru rețea.

Tabela 4

	$I_w = \frac{P}{U}$	$I_0 = \frac{U}{X}$	$I_d = \frac{Q}{U}$	$I_0 + I_d$
G.M.	24,2	131	15,8	146,8
G.S.	57,2	510	49,4	559,4
R	−31,2	96,3	−7	89,3

Rezultatele sînt date în amperi.

Cu aceste valori pe diagrama din figura 5 se stabileşte regimul iniţial ($\overline{oo_1}$, $\overline{o_1o_2}$, $\overline{o_2o_3}$).

Unghiul format de dreapta $\overline{oo_3'}$ reprezentînd curentul de scurtcircuit echivalent, cu axa tensiunii, după creşterea reactanţei, se determină prin expresia

$$\operatorname{tg}\theta' = \frac{A}{\sum Y_g + Y_s} = 0{,}067, \quad \theta' \cong 4°$$

unde

A — conductanţa corespunzătoare consumatorului de putere activă

$$A = \frac{P}{U^2} = \frac{19{,}3.10^3}{385^2} = 0{,}13 \text{ S};$$

$\sum Y_g$ — suma admitanţelor generatoarelor (1,79 S);

Y_s — admitanţa corespunzătoare consumatorului de putere reactivă (0,151 S).

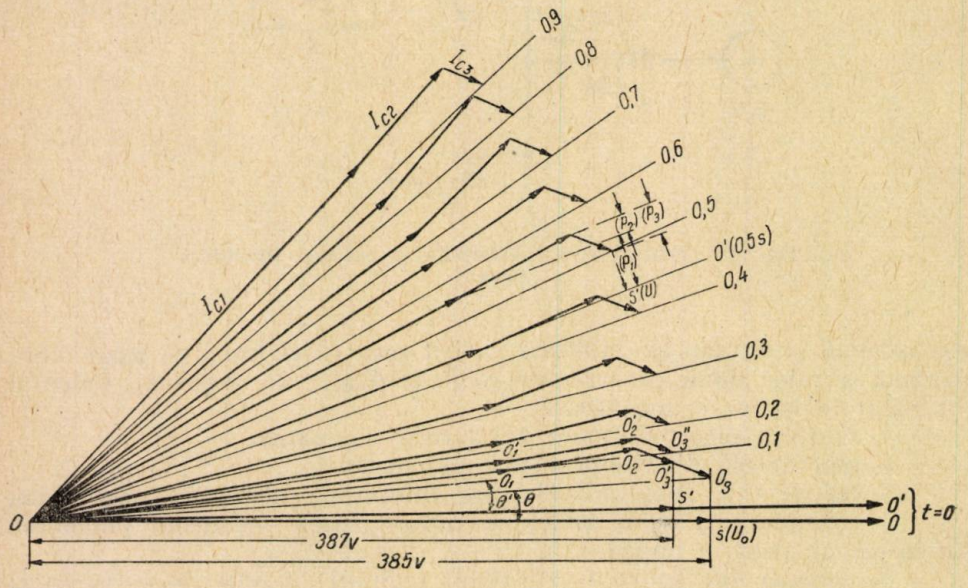


Fig. 5. — Determinarea pe cale grafică, prin metoda pas cu pas a regimurilor dinamice, ulterioare dublării reactanţei legăturii de interconexiune.

Din diagrama (fig. 5) se determină valoarea tensiunii pe bara M, $U_1 = 387$ V, imediat după perturbaţia considerată.

Mişcarea rotoarelor maşinilor faţă de o axă ce se roteşte cu viteza sincronă se determină pe aceeaşi diagramă prin metoda pas cu pas, la intervale de 0,1 secunde.

Cu ajutorul expresiilor :
— pentru primul interval de timp

$$\Delta\delta_{i\,(1)} = \frac{K_i}{2}\,\Delta P_{i\,(0)},$$

— pentru intervalele următoare

$$\Delta\delta_{i\,(n)} = \Delta\delta_{i\,(n-1)} + k_i\,\Delta P_{i\,(n-1)};$$

se determină variația unghiurilor a fiecărui rotor față de axa sincronă.

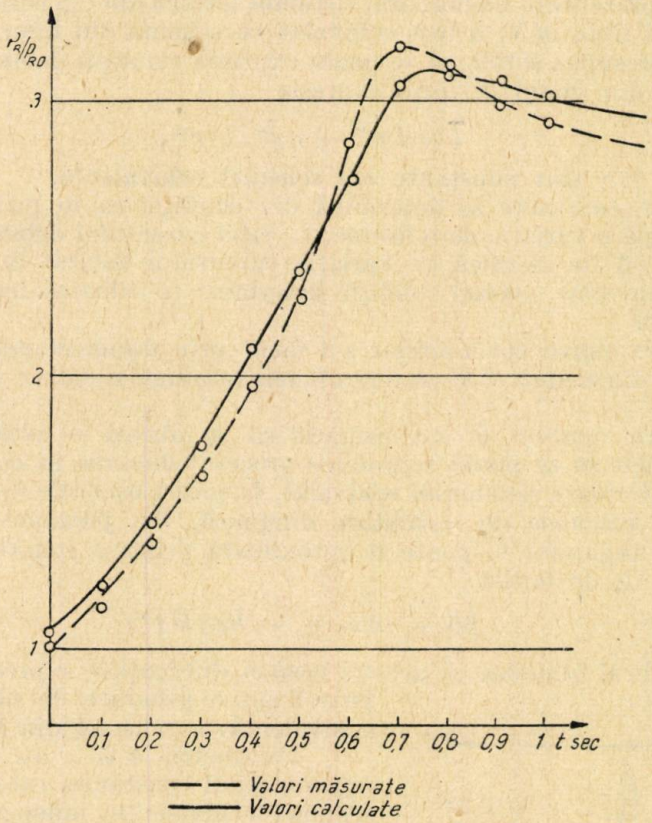


Fig. 6. — Variația în timp a puterii debitate pe linie, după dublarea reactanței legăturii de interconexiune (verificarea metodei grafice de calcul a regimurilor dinamice).

În diagrama din figura 5 s-au calculat succesiv 10 intervale, totalizînd o secundă şi s-a determinat variația în timp a puterii debitată pe linia de legătură spre rețea ale cărei valori s-au comparat cu cele determinate prin oscilografiere (fig. 6). Diferența maximă obținută între valorile deter-

minate pe oscilogramă şi prin calcul, cu metoda indicată, reprezintă circa, 8 %. Astfel valorile obţinute prin calcul cu metoda grafică pentru care s-au luat în consideraţie ipotezele simplificatoare menţionate iniţial sînt apropiate de cele determinate din oscilogramă, ceea ce justifică aceste ipoteze.

3. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PARAMETRILOR SCHEMEI ECHIVALENTE PENTRU REGIMURI DINAMICE

3.1. METODA DE DETERMINARE

În reprezentare monofilară, sistemul format din : generatoare, motor asincron, şi linia MN, a fost echivalat cu schema din figura 7.

S-a presupus astfel, că se poate exprima curentul debitat de dipolul echivalent din nodul N, prin expresia

$$\bar{i} = I\, e^{j\theta} - \eta\, e^{j\gamma}.\, U\, e^{j\varphi}, \tag{1}$$

unde I, η şi γ sînt constante ale schemei echivalente.

Aceste constante se determină din condiţia ca în primul moment urmînd după o variaţie de tensiune, variaţia curentului debitat de dipolul echivalent să fie identică cu variaţia curentului debitat în nodul N de sistemul echivalat. Aceiaşi condiţie determină şi valoarea iniţială a argumentului θ.

Determinarea constantelor s-a făcut prin deconectarea unei sarcini capacitive din nodul N şi oscilografierea tensiunii dinainte şi după deconectare.

Pentru unghiul θ, s-a urmărit să se obţină o astfel de lege de variaţie, încît să se poată reproduce procesul dinamic în cazul unei perturbaţii exterioare sistemului echivalat, în prima oscilaţie — aşa cum este necesar în calculele de stabilitate dinamică. S-a presupus că legea de variaţie a unghiului θ, poate fi aproximată printr-o ecuaţie diferenţială de gradul II, de forma

$$k\ddot{\theta} + \alpha\dot{\theta} = p_0 - Re\,(\bar{U}\bar{I}^{*}) \tag{2}$$

Membrul al doilea al acestei ecuaţii diferenţiale reprezintă variaţia puterii active generate de sursa de curent echivalentă, a schemei din figura 7.

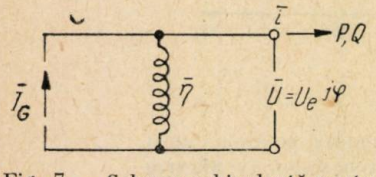


Fig. 7. — Schema echivalentă pentru regimuri dinamice.

Parametrii k şi α au fost consideraţi ca fiind constante caracteristice ale schemei echivalente, independente de natura perturbaţiei. Determinarea experimentală a acestor constante, s-a făcut pe baza unei perturbaţii mici, provocate prin deconectarea unei mici sarcini active în nodul N. Pentru calculul constantelor acestei ecuaţii deferenţiale aproximative s-a oscilografiat puterea activă pe linia de interconexiune şi s-a pus condiţia ca durata primei semioscilaţii şi media puterii în acest interval, să fie aceleaşi.

În cazul micilor oscilații, dacă se liniarizează ecuația diferențială, rezultă

$$\frac{\Delta P_{\text{linie}}}{\Delta P_{0\,\text{linie}}} = \frac{\Delta P_{\text{generator}}}{\Delta P_{0\,\text{generator}}}, \tag{3}$$

astfel încît condițiile de determinare a coeficienților ecuației diferențiale pot fi scrise sub forma

$$\Delta P_{\text{linie}} = 0 \quad \text{pentru } t = t_{\max} \tag{4}$$

$$\frac{1}{\Delta P_{0\,\text{linie}}} \int_0^{t\,\max} \Delta P_{\text{linie}}\, dt = E, \tag{5}$$

unde $t_{\max}$ şi E se determină din oscilograma puterilor pe linie. O abacă construită cu ajutorul mașinii analogice [8], permite calculul coeficienților unei ecuații diferențiale de ordinul 2, dacă se cunosc valorile E și $t_{\max}$.

3.2. CALCULUL PARAMETRILOR SCHEMEI ECHIVALENTE PENTRU REGIMURI DINAMICE

3.2.1. *Calculul admitanței echivalente* $\overline{\eta}$. Componenta imaginară y a admitanței $\overline{\eta} = s - jy$ este admitanța de scurtcircuit raportată la nodul N a sistemului ehivalat.

Conform schemei din figura 8 rezultă

$$x = 4 + \frac{1}{\frac{1}{0{,}755} + \frac{1}{2{,}94} + 0{,}14} = 4{,}52,$$

$$y = \frac{1}{x} = 0{,}222 \text{ S}.$$

Componenta reală s, a admitanței echivalente s-a dedus din variația tensiunii şi puterii active determinate pe oscilograma ridicată la deconectarea unei sarcini capacitive din nodul N (v. fig. 1). În figura 9 este reprezentată diagrama curenților de scurtcircuit față de nodul N, înainte şi după deconectarea sarcinii capacitive. Cele două regimuri diferă numai prin faza tensiunii, deoarece datorită inerției generatoarelor, curenții de scurtcircuit nu-şi schimbă faza în primul moment.

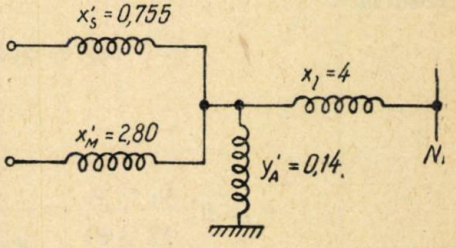


Fig. 8. — Schema electrică a sistemului echivalat.

În figură, indicii *1* se referă la situația cu sarcină capacitivă, iar indicii *2* la situația de după deconectarea acesteia. I_G, U, φ şi s — au

semnificaţiile din schema reprezentată pe figura 7; $y_{1.2}$ este admitanţa echivalentă totală (inclusiv sistemul exterior celui echivalat)

$$y_1 = y + \frac{1}{X_{NR}} - y_c,$$

$$y_2 = y + \frac{1}{X_{NR}},$$

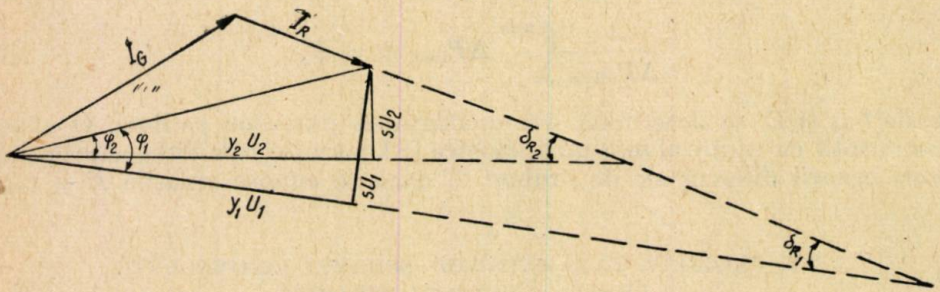


Fig. 9. — Determinarea pe cale grafică a variaţiei de regim rezultată prin deconectarea unei sarcini capacitive în nodul N.

I_R este curentul de scurtcircuit al barei infinite, faţă de nodul N. Puterea P_R pe linia de interconexiune, care se oscilografiază, este

$$P_R = I_R\, U \cdot \sin \delta_R$$

de unde

$$\frac{P_{R1}}{U_1} - \frac{P_{R2}}{U_2} \cong I_R \cos \delta_R \cdot (\delta_{R1} - \delta_{R2}) = \left(y_{NR} U + \frac{Q_R}{U}\right)(\varphi_1 - \varphi_2). \qquad (6)$$

Pe de altă parte, din relaţia: $\operatorname{tg} \varphi_{(1,2)} = \dfrac{s}{y_{(1,2)}}$

rezultă

$$\varphi_1 - \varphi_2 \cong \frac{s}{y_m^2}(y_1 - y_2) \qquad (7)$$

şi

$$s \cong y_m^2 \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{y_1 - y_2} = \frac{y_m^2}{y_{NR} U + \dfrac{Q_R}{U}} \cdot \frac{\dfrac{P_{R1}}{U_1} - \dfrac{P_{R2}}{U_2}}{y_1 - y_2},$$

unde

$$y_m = \frac{y_1 + y_2}{2}.$$

Introducînd valorile măsurate în regimul anterior deconectării şi variaţia acestor mărimi măsurată pe oscilogramă, în primele perioade după deconectare şi anume

$$P_{R1} = 12{,}700 \text{ kW},$$
$$P_{R2} = 11{,}300 \text{ kW},$$
$$U_1 = 388 \text{ V},$$
$$U_2 = 360 \text{ V},$$
$$Q_{G1} = -3{,}480 \text{ kVar}, \quad \frac{Q_{R1}}{U_1} = -\frac{Q_{G1}}{U_1} - \sqrt{3}\, I_c = -4{,}8,$$
$$Q_{G2} = 0,$$
$$y_1 = y + y_{NR} - y_G = 0{,}222 + \frac{1}{4} - \frac{8\sqrt{3}}{388} = 0{,}436 \ S$$
$$y_2 = y + y_{NR} = 0{,}222 + 0{,}250 = 0{,}472 \ S$$
$$y_m = \frac{y_1 + y_2}{2} = 0{,}455 \ S,$$

rezultă

$$s = 0{,}083 \ S.$$

Menţionăm că valorile de mai sus pentru P şi U s-au obţinut pentru armonica fundamentală, pe baza analizei armonice a curbelor respective.

3.2.2. Pentru determinarea parametrilor ecuaţiei diferenţiale care descrie variaţia unghiului intern al generatorului echivalent, s-a oscilografiat puterea pe linia de interconexiune NR, după deconectarea unei sarcini active din nodul N.

S-au măsurat;

$$P_0 = 11{,}9 \text{ kW înainte de deconectare},$$
$$P_{\text{deconectat}} = 9{,}15 \text{ kW}.$$

Cu ajutorul acestor valori şi folosind schema echivalentă cu parametrii calculaţi mai sus, s-a determinat curentul de scurtcircuit I_G, unghiul intern în primul moment de după deconectare, precum şi impedanţele proprii şi mutuale ale ansamblului interconectat. Din schema reprezentată în figura 10 au rezultat următoarele valori:

$$\bar{z}_{12} = 8{,}65 \ e^{j\left(\frac{\pi}{2} + 10°20'\right)},$$
$$\bar{z}_{22} = 8{,}08 \ e^{j\left(\frac{\pi}{2} - 10°20'\right)},$$
$$\bar{z}_{11} = 8{,}21 \ e^{j\left(\frac{\pi}{2} + 8°25'\right)}.$$

Cu valorile P_0 şi $P_{deconectat}$ măsurate, s-a construit diagrama din figura 11.

În această diagramă :

$OABC$ — diagrama regimului anterior deconectării sarcinii construită cu valorile :

$$\rho U_0^2 = 9{,}15 \text{ kW},$$
$$y_2 = 0{,}222 + 0{,}25 = 0{,}472 \text{ S}$$
$$s = 0{,}083$$
$$U_0 = U_{N0} = 355 \text{ V}; \quad U_{R0} = 375 \text{ V}; \quad P_{R0} = 11{,}9 \text{ kW}$$

(valori măsurate înainte de deconectare),

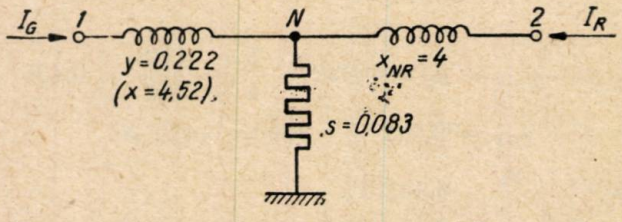


Fig. 10. — Schema echivalentă a sistemului interconectat.

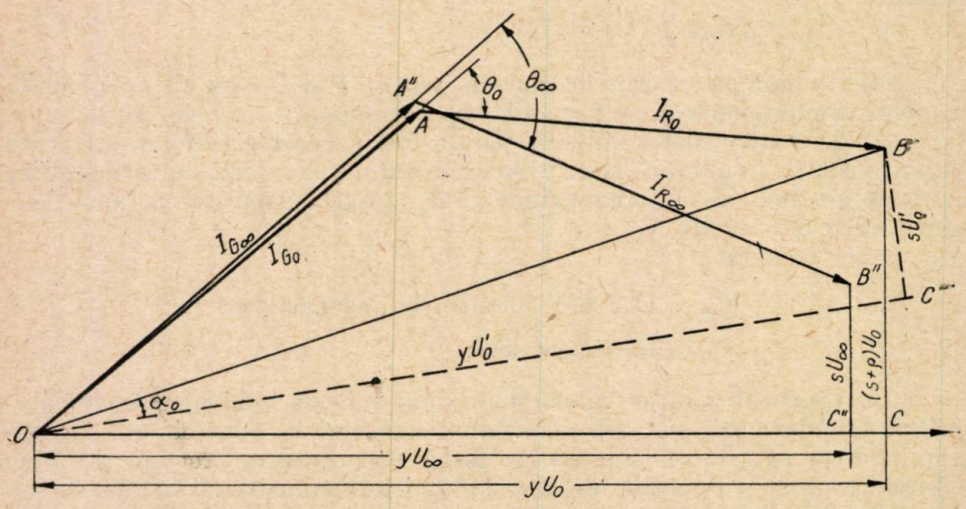


Fig. 11. — Determinarea pe cale grafică a regimului iniţial şi a celui de echilibru, — rezultate prin deconectarea unei sarcini active în nodul N.

de unde rezultă : $(s + \rho)\ U_0 = 56$;

$$I_{R0} = \frac{375}{4} = 93{,}8,$$

$y_2 U_0 = 169$; $\dfrac{P_{R0}}{U_{R0}} = 31{,}8$ (proiecţia pe verticală a segmentului AB).

$OABC'$ — diagrama regimului ce se stabileşte în primul moment după deconectarea sarcinii ρU^2, rezultă din regimul anterior, prin păstrarea poziţiei vectorilor I_{G0} şi I_{R0} (datorită inerţiei generatoarelor, unghiurile relative dintre rotoare şi deci şi dintre curenţii echivalenţi de scurt circuit rămîn constante) şi cunoscînd unghiul α_0 din relaţia

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{s}{y_2} = 0{,}175.$$

$OA''B''C''$ — diagrama regimului final de echilibru, rezultă prin încercări ştiind că

$$P_{G\infty} = P_{G0},$$

$$\frac{\text{pr. verticală } OA''}{\text{pr. verticală } OA} = \frac{U_0}{U_\infty},$$

$$|I_{G\infty}| = |I_{G0}|$$

$$|I_{R\infty}| = |I_R|.$$

Pe această diagramă s-au determinat

$$I_{G0} = 100; \quad \theta_0 = 44°30'; \quad \theta_\infty = 60°.$$

Ştiind că puterea la bornele generatorului echivalent este

$$\frac{E_G^2}{z_{11}} \sin \gamma_{11} + \frac{E_G U_R}{z_{12}} \sin (\theta - \gamma_{12}),$$

cu

$$E_G = \frac{I_G}{y} = \frac{100}{0{,}222} = 450,$$

rezultă ecuaţia diferenţială care determină variaţia unghiului θ

$$k\ddot{\theta} + \alpha \dot{\theta} = 18\,400 - 19\,600 \sin (\theta + 10°20'). \tag{8}$$

Din oscilograma puterii pe linie, s-a obţinut curba $\frac{P_R}{P_{R0}}$ (fig. 12) din care au rezultat

$$t_{max} = 0{,}41 \text{ s}$$

(v. expresiile 4 şi 5)

$$\frac{E}{P_{R0}} = 0{,}230;$$

iar din abaca pentru determinarea coeficienţilor ecuaţiei diferenţiale echivalente [8], pentru : $\frac{E}{t_{max}} = 0{,}595$, rezultă

$$t_{max} = \sqrt{\frac{\beta}{k}} = 1{,}83 \quad \text{şi} \quad \frac{\alpha}{\sqrt{k\beta}} = 0{,}5,$$

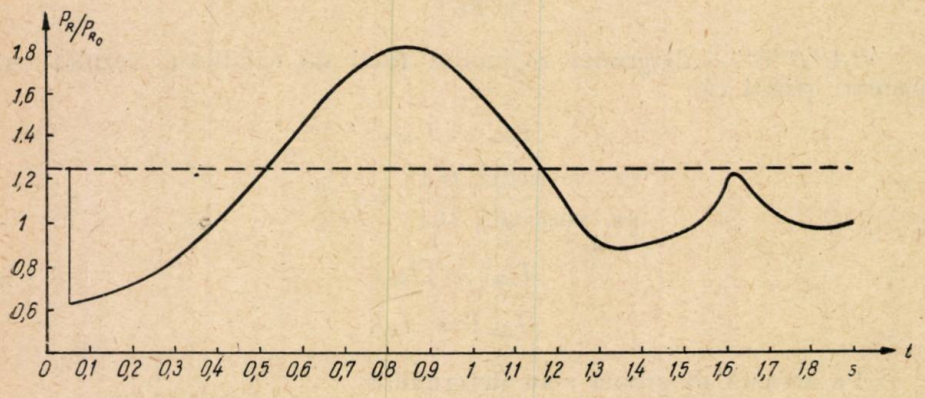


Fig. 12. — Variaţia în timp a puterii pe linie, după deconectarea unei sarcini active în nodul N (obţinută prin oscilografiere).

unde β este coeficientul termenului de ordinul 0, al ecuaţiei diferenţiale liniarizate, obţinută din ecuaţia (8), pentru oscilaţii mici

$$\beta = 19\,600 \cos (60° + 10°20') = 12\,600\,;$$

rezultă astfel coeficienţii ecuaţiei diferenţiale (8) :

$$k = 742,$$
$$\alpha = 1530.$$

3.3. VERIFICAREA SCHEMEI ECHIVALENTE

Verificarea schemei echivalente şi a parametrilor ecuaţiei dinamice determinaţi experimental s-a făcut prin comparaţia rezultatelor experimentale şi de calcul pentru un regim care porneşte de la situaţia în care întrerupătorul *1* din schema din figura 1 este închis şi urmează după deschiderea acestui întrerupător (dublarea reactanţei legăturii dintre sistemul echivalat şi bara infinită) — (v. şi par. 2.2.). Spre deosebire de calculul efectuat în par. 2.2 în acest caz s-a folosit schema echivalentă în regim dinamic, ai cărei parametrii au fost determinaţi experimental (v. par. 3.1). Unghiul intern, corespunzător situaţiei iniţiale θ_0

şi cel corespunzător regimului de echilibru θ_∞ a fost stabilit pe cale grafică (fig. 13) ca şi în cazul diagramei (fig. 11).

În această diagramă :

OAC — este diagrama de funcţionare în regimul anterior deschiderii întrerupătorului *1*. Impedanţa legăturii de interconexiune *NR* (v. fig. 1) fiind nulă în acest caz, punctul *B* coincide cu punctul *A*. Ţinînd seama că în momentul iniţial vectorul I_{R1} este coliniar cu $y_0 U_0$, construcţia diagramei rezultă analog ca şi în cazul din figura 11.

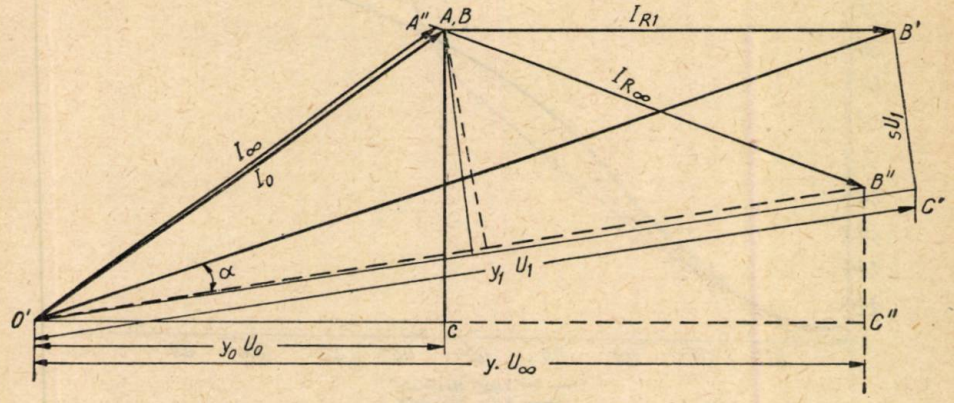


Fig. 13. — Determinarea pe cale grafică a regimului iniţial şi a celui de echilibru, rezultate după dublarea reactanţei legăturii de interconexiune.

Calculul variaţiei unghiului θ s-a făcut cu ajutorul maşinii analogice, din ecuaţia diferenţială:

$$742\,\ddot{\theta} + 1\,530\,\dot{\theta} = 19\,200 - 20\,500 \sin(\theta + 10°20'),$$

cu

$$\theta_0 = 35° \quad \text{şi} \quad \theta_\infty = 54°.$$

Coeficienţii membrului stîng al ecuaţiei sînt cei calculaţi în paragraful precedent.

Coeficienţii membrului drept al ecuaţiei au rezultat folosind impedanţele mutuale corespunzătoare schemei echivalente (fig. 10) şi valoarea curentului de scurcircuit dedusă din diagrama de funcţionare corespunzînd regimului anterior perturbaţiei (fig. 13).

Pentru verificare, s-a calculat variaţia puterii pe linia de interconexiune, din relaţia :

$$P_R = -3\,130 + 20\,500 \sin(\theta - 10°20').$$

Valorile respective au fost comparate cu cele obţinute prin oscilografierea puterii pe linie (fig. 14). Se observă că valoarea obţinută prin calcul nu urmăreşte întocmai variaţiile în timp ale puterii, ci numai

o medie a acestei mărimi. Explicaţia rezidă în faptul că, întregul sistem fiind asimilat cu un singur generator, se neglijează efectele oscilaţiilor relative ale generatoarelor sistemului echivalat.

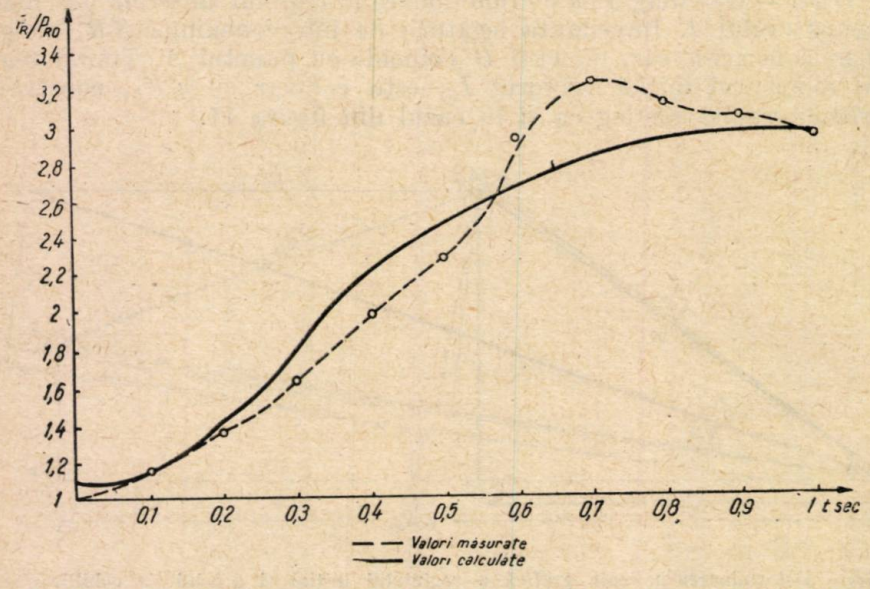


Fig. 14. — Variaţia în timp a puterii pe linia de interconexiune, după dublarea reactanţei legăturii de interconexiune (verificarea metodei de calcul cu schemă echivalentă determinată experimental).

4. CONCLUZII ŞI RECOMANDĂRI PRACTICE

Metoda grafico-analitică utilizînd curenţii de scurtcircuit, conduce la rezultate corecte, care descriu fenomenul în limita erorilor măsurătorilor experimentale, atît în regim staţionar cît şi în regim dinamic. Acest fapt este valabil chiar în cazul cînd se neglijează rezistenţele longitudinale şi se aproximează o sarcină complexă, prin :

a) consumator de putere activă constantă şi putere reactivă proporţională cu pătratul tensiunii, în regimuri staţionare ;

b) impedanţă — în regimuri dinamice.

Pentru studiul stabilităţii dinamice se poate construi o schemă echivalentă şi o ecuaţie diferenţială aproximativă ai cărei parametri se pot determina experimental. O asemenea schemă poate fi utilizată în calcule de sisteme complexe, în care sistemul echivalat intervine ca parte componentă, la perturbaţii exterioare sistemului echivalat. Rezultatele obţinute în acest fel sînt mai apropiate de cele exacte, decît în cazul utilizării unui generator echivalent a cărui constantă de timp relativă este egală cu suma constantelor de timp relative, ale generatoarelor conţinute în sistem.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ СЛАБОЙ СВЯЗИ ОБЪЕДИНЕННОЙ СИСТЕМЫ, ПРОВЕДЕННОЕ НА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СЕТИ

РЕЗЮМЕ

На динамической модели сети, состоящей из двух генераторов, одной комплексной нагрузки, одной связи объединенной системы относительно пониженной емкости и из одной шины с постоянным напряжением, изучались статистические и динамические эффекты изменения нагрузки в одном промежуточном узле связи объединенной системы и эффекты изменения индуктивности связи объединения. Проведенные исследования позволили проверить метод графо-аналитического анализа систем, предложенный П. Димо для изучения последовательных постоянных режимов, для определения критического напряжения одного узла и для изучения динамических режимов с пренебрежением продольных сопротивлений [6], [7].

Также была определена эквивалентная схема динамических режимов системы, отнесенная к одному узлу, параметры которой были определены экспериментально [8]. Эквивалентная схема, определенная осцилографированием изменения активной мощности на линии объединенной сети, после небольшого возмущения (отключение нагрузки в узле) была проверена сравнением результатов расчета и экспериментов в случае аварийного режима.

Проведенные эксперименты также имели целью подготовить последующие опыты системы, они привели к результатам, которые можно получить при подобных исследованиях, дали возможность проверить приведенные экспериментальные методы и выявили необходимые предосторожности с целью получения хороших результатов.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема электродинамической модели.

Рис. 2. — Электрическая схема и циркуляция мощностей в режиме, предшествующем потере статистической устойчивости.

Рис. 3. — Графическое определение критического напряжениия.

Рис. 4. — Электрическая схема, использованная при расчете динамической устойчивости.

Рис. 5. — Определение графическим путем, методом шаг за шагом, динамических режимов, последующих удвоению реактивного сопротивления связи объединенной системы.

Рис. 6. — Изменение во времени отданной энергии в линии после удвоения реактивного сопротивления связи объединенной системы. (Проверка графического метода расчета динамических режимов).

Рис. 7. — Эквивалентная схема динамических режимов.

Рис. 8. — Электрическая схема системы, приведенной к эквивалентной.

Рис. 9. — Определение графическим путем изменения режима вследствие отключения емкостной нагрузки в узле „N".

Рис. 10 — Эквивалентная схема объединенной системы.

Рис. 11. — Определение графическим путем первоначального режима и режима равновесия, являющихся следствием отключения активной нагрузки в узле „N".

Рис. 12. — Изменение во времени мощности в линии после отключения активной нагрузки в узле „N". (Получено осцилографированием).

Рис. 13. — Определение графическим путем первоначального режима и режима равновесия в результате удвоения реактивного сопротивления связи объединенной системы.

Рис. 14. — Изменение во времени мощности в линии объединенной системы после удвоения реактивного сопротивления связи объединенной системы. (Проверка метода расчета с эквивалентной схемой, определенной опытным путем).

ÉTUDE DES RÉGIMES STATIQUES ET DYNAMIQUES D'UNE INTERCONNEXION FAIBLE, EFFECTUÉE SUR UN MODÈLE DYNAMIQUE DE RÉSEAU

RÉSUMÉ

En prenant un modèle dynamique de réseau, formé de deux machines génératrices, une charge complexe, une interconnexion de capacité relativement petite et une barre de tension constante, les auteurs ont étudié les effets statiques et dynamiques d'une variation de charge dans un nœud intermédiaire de l'interconnexion, ainsi que les effets de la variation de la réactance de cette liaison d'interconnexion. Les recherches effectuées ont permis la vérification de la méthode grapho-analytique d'analyse des systèmes, due à P. Dimo, pour l'étude des régimes stationnaires successifs, la détermination de la tension critique d'un nœud et l'étude des régimes dynamiques — en négligeant les résistances longitudinales [6], [7].

En outre, ils ont établi un schéma équivalent pour les régimes dynamiques du système, rapporté à un nœud, dont les paramètres ont été déterminés expérimentalement [8] par l'enregistrement oscillographique de la variation de la puissance active d'une ligne d'interconnexion après une perturbation de petite importance (interruption de la charge d'un nœud). Le schéma équivalent ainsi déterminé a été vérifié en comparant les résultats des calculs avec les résultats des expériences dans le cas des régimes d'avarie.

De plus, ces essais ont été faits en vue de préparer des essais ultérieurs concernant le système. Ils ont mis en évidence les résultats que l'on pourrait obtenir par de tels essais, ont permis de vérifier les méthodes d'expérimentation recommandées et ont fait ressortir les précautions nécessaires afin que les résultats fournis par l'expérience soient concluants.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma du modèle dynamique d'un système électrique.

Fig. 2. — Schéma électrique et circulation des puissances dans un régime antérieur à la perte de la stabilité statique.

Fig. 3. — Détermination graphique de la tension critique.

Fig. 4. — Schéma électrique employé dans le calcul de la stabilité dynamique.

Fig. 5. — Détermination graphique, par la méthode pas à pas des régimes dynamiques, ultérieurs au doublage de la réactance de l'interconnexion.

Fig. 6. — Variation dans le temps de la puissance débitée dans la ligne, après le doublage de la réactance de l'interconnexion (vérification de la méthode graphique de calcul des régimes dynamiques).

Fig. 7. — Schéma équivalent des régimes dynamiques.

Fig. 8. — Schéma électrique du système équivalu.

Fig. 9. — Détermination graphique de la variation de régime produite par la déconnexion d'une charge capacitive au nœud *N*.

Fig. 10. — Schéma équivalent du système interconnecté.

Fig. 11. — Détermination graphique du régime initial et du régime d'équilibre, résultés de la déconnexion d'une charge active au nœud *N*.

Fig. 12. — Variation dans le temps de la puissance dans la ligne, après avoir déconnecté une charge active au nœud *N*.

Fig. 13. — Détermination graphique du régime initial et du régime d'équilibre, résultés du doublage de la réactance de l'interconnexion.

Fig. 14. — Variation dans le temps de la puissance dans la ligne d'interconnexion, après le doublage de la réactance de l'interconnexion (vérification de la méthode de calcul au moyen du schéma équivalent déterminé expérimentalement).

BIBLIOGRAFIE

1. Л. Г. Мамиконжант, А. С. Совалов, А. А. Хачатуров, *Асинхронные режимы, несинхронные выключения и ресинхронизация генераторов Куйбышевской Г.Э.С.* Электричество, *11*, 64 (1957).
2. А. С. Совалов, *Испытания статистической устойчивости одноцепной электропередачи 400 кв*, Электричество, *11*, 58 (1957).
3. Д. Е. Артемьев, Л. С. Шур, *Экспериментальное определение параметров электропередачи Куйбышевская Г.Э.С.-Москва.* Электричество, *1*, 39 (1958).
4. D. I. Azariev, V.A. Venikov, L.G. Mamikonjant, I. A. Syromiatnikov. *Accroissement de la stabilité de fonctionnement des réseaux électriques et des lignes de transport à très grande distance.* Rap. 318, CIGRE (1958).
5. F. Busemann, W. Casson, *Results of full-scale stability tests on the British 132 kV grid-system.* Proc. of the IEE-part A, *22*, 347 (1958).
6. P. Dimo, *O cale nouă pentru aprecierea stabilităţii sistemelor energetice.* Studii şi cercetări de energetică, **V**, *3—4* (1955).
7. — *Aplicarea metodei consumatorului unic la stabilitatea dinamică.* Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *1* (1957).
8. E. Arie, V. M. Popov, M. C. Racovită, *Utilizarea maşinii analogice în problema generatorului echivalent pentru regimuri dinamice, al unui sistem electroenergetic. Probleme de automatizare.* III.

TEOREMA ENERGIEI ELECTROMAGNETICE ÎN REGIMUL DEFORMANT AL CÎMPULUI ELECTROMAGNETIC

DE

VLAD IONESCU

În [1] s-a expus modul de sistematizare al prezentării matematice a teoriei fenomenelor deformante care au loc în cazul rețelelor electrice. În cadrul articolului de față, se încearcă extinderea aplicării teoriei spațiilor Hilbert la studiul regimului deformant al cîmpului electromagnetic. Se menționează că noțiunile expuse în [1] nu se reamintesc. Prin regimul deformant al cîmpului electromagnetic se înțelege acel regim în care vectorii cîmp electric și cîmp magnetic, se descriu matematic prin relații de forma

$$\begin{aligned} \overline{E}(M,t) &= \varphi_E^i(M,t)\,\bar{e}_i \quad i=1,2,3, \\ \overline{H}(M,t) &= \varphi_H^i(M,t)\,\bar{e}_i \quad i=1,2,3 \end{aligned} \tag{1}$$

unde $\psi^i_{E_{M_0}}$ și $\psi^i_{H_{M_0}}$ definite de

$$\begin{aligned} \psi^i_{E_{M_0}}(t) &= \varphi_E^i(M_0,t) \quad i=1,2,3, \\ \psi^i_{H_{M_0}}(t) &= \varphi_H^i(M_0,t) \quad i=1,2,3, \end{aligned} \tag{1'}$$

oricare ar fi M_0, sînt elemente din $\hat{\mathcal{D}}$ [1].

În cazul cînd $\psi^i_{E_{M_0}}$ și $\psi^i_{H_{M_0}}$ sînt de forma

$$\begin{aligned} \psi^i_{E_{M_0}}(t) &= E_{\max}(M_0)\sin(\omega t+\alpha), \\ \psi^i_{H_{M_0}}(t) &= H_{\max}(M_0)\sin(\omega t+\beta), \end{aligned} \tag{1''}$$

atunci se vede că se obține regimul armonic al cîmpului electromagnetic. În cursul lucrării nu se va mai preciza punctul M_0 oarecare, aceasta

fiind subînțeles. În acest caz, prin folosirea vectorilor generalizați de spațiu și timp, notați generic $\underline{A}$ ecuațiile lui Maxwell se scriu în forma bine-cunoscută [2]

$$\operatorname{rot} \underline{H} = \varkappa \underline{\delta}_c + j\omega\varepsilon \underline{E}$$

$$\operatorname{rot} \underline{E} = -j\omega\mu \underline{H}$$

cu

$$\begin{aligned} \underline{E}(M) &= E_{\max}(M)\,\bar{e}(M)\,e^{j\alpha} \\ \underline{H}(M) &= H_{\max}(M)\,\bar{h}(M)\,e^{j\beta} \\ \underline{\delta}_c(M) &= \delta_{c\max}(M)\,\bar{\nu}(M)\,e^{j\gamma} = \frac{1}{\sigma}(\underline{E} + \underline{E}_a) \\ \underline{E}_a(M) &= E_{a\max}(M)\,\bar{e}_a(M)\,e^{j\theta} \end{aligned} \tag{2}$$

$\underline{E}_a$ reprezentînd cîmpul imprimat, iar $\bar{e}$, $\bar{h}$, $\bar{\nu}$, $\bar{e}_a$ sînt versorii corespunzători.

Din (2) se obține ușor forma locală de conservare a puterilor întîlnită în literatură [2] și anume

$$\underline{E}_a \underline{\delta}_c^* = \sigma\delta_c^2 + \operatorname{div} \bar{S} + j2\omega\left(W_{\text{mag}}^s - W_{\text{el}}^s\right), \tag{3}$$

$\bar{S}$ fiind vectorul Poynting, W_{mag}^s și W_{el}^s fiind energiile magnetice și electrice specifice înmagazinate în cîmp.

Separînd componentele din (3) se obține:

$$\begin{aligned} p &= \bar{E}_a \bar{\delta}_c \cos(\theta - \gamma) = \sigma\delta_c^2 + \operatorname{div} \bar{S} \cos s \\ q &= \bar{E}_a \bar{\delta}_c \sin(\theta - \gamma) = \operatorname{div} \bar{S} \sin s + 2\omega\left(W_{\text{mag}}^s - W_{\text{el}}^s\right). \end{aligned} \tag{3'}$$

Trecînd la forma globală corespunzătoare unei regiuni $\Omega \subset R^3$ avem

$$\begin{aligned} P &= \int_\Omega \bar{E}_a \bar{\delta}_c \cos(\theta - \gamma)\,dv = \int_\Omega \sigma\delta_c^2\,dv + \oint_{\Sigma_\Omega} \bar{S} \cos s\,d\bar{A}, \\ Q &= \int_\Omega \bar{E}_a \bar{\delta}_c \sin(\theta - \gamma)\,dv = \int_\Omega 2\omega(W_{\text{mag}}^s - W_{\text{el}}^s)\,dv + \\ &\quad + \oint_{\Sigma_\Omega} \bar{S} \sin s\,d\bar{A} = 2\omega(W_{\text{mag}} - W_{\text{el}}) + \oint_{\Sigma_\Omega} \bar{S} \sin s\,d\bar{A}. \end{aligned} \tag{4}$$

În dezvoltarea de mai jos se dă o explicitare globală a teoremelor de conservare a puterilor în cazul regimului deformant al cîmpului electromagnetic. În acest scop sînt necesare introducerea de operații ale cîmpurilor de vectori din R^3 peste spațiul Hilbert $\hat{\mathcal{D}}$.

I. DEFINIȚII – NOTAȚII

Fie $\Omega \subset R^3$ și $\psi^i_{i,i=1.2.3}$ trei aplicații distincte sau nu ale lui Ω în $\hat{\mathcal{D}}$. Fiecărui $x \in \Omega$ i se afectează tripletul $(\psi^1(x), \psi^2(x), \psi^3(x))$. Se stabilește astfel o aplicație a lui Ω în $\hat{\mathcal{D}} \times \hat{\mathcal{D}} \times \hat{\mathcal{D}}$, care permite definirea spațiului compus $\hat{\mathcal{D}} \bigcirc \Omega$ unde elementele generice sînt notate $\overline{\overline{u}}$ de forma : $\overline{\overline{u}} = \psi^K \bar{e}_k$, $\bar{e}_k$ fiind o bază ortonormală a lui R^3.

Este necesar să menționăm că se pot extinde operatorii teoriei cîmpului din R^3 la $\hat{\mathcal{D}} \bigcirc \Omega$. Pentru aceasta se definesc derivatele parțiale ale aplicațiilor ψ^k și se obține

$$\begin{aligned} \operatorname{div} \overline{\overline{u}} &= D_k \psi^k, \\ \operatorname{rot} \overline{\overline{u}}^k &= D_i \psi^j - D_j \psi^i, \end{aligned} \tag{5}$$

unde $D_k \psi^k$ reprezintă derivata parțială în raport cu variabila k ($k = 1, 2, 3$; $x = (x^1, x^2, x^3)$).

Ecuațiile lui Maxwell se pot scrie

$$\begin{aligned} \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k &= D_j \psi^i_H - D_i \psi^j_H = \varkappa \psi^k_{\delta_c} + \varepsilon \psi'^k_E, \\ \operatorname{rot} \overline{\overline{E}}^k &= D_i \psi^i_E - D_i \psi^j_E = -\mu \psi'^k_H \end{aligned} \tag{6}$$

unde

$$\overline{\overline{E}} = \psi^k_E \bar{e}_K, \overline{\overline{H}} = \psi^k_H \bar{e}_k, \quad \overline{\overline{\delta}}_c = \psi_{\delta_c} \bar{e}_k, \tag{7}$$

iar ψ' reprezintă aplicația derivată lui ψ adică

$$\hat{\mathcal{D}} \ni f = \psi(x) \to \psi'(x) = f' \in \hat{\mathcal{D}}.$$

II. TEOREMELE DE CONSERVARE A PUTERILOR ACTIVE ȘI COMPLEMENTARE VECTORIALE

1. Teorema de conservare a puterii active. Dacă se notează cu g_{rk} componentele tensorului metric euclidian, în analogie cu produsul scalar definit pe V_3 avem

$$\begin{aligned} < g_{rk} \psi^r_E, \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k > &= \varkappa < g_{rk} \psi^r_E, \psi^k_{\delta_c} > + \\ &+ \varepsilon < g_{rk} \psi^r_E, \psi'^k_E >, \\ < g_{rk} \psi^r_H, \operatorname{rot} \overline{\overline{E}}^k > &= -\mu < g_{rk} \psi^r_H, \psi'^k_H >. \end{aligned} \tag{8}$$

Conform cu proprietatea (4) a lui $\hat{\mathcal{D}}$ avem

$$\begin{aligned} < g_{rk} \psi^r_E, \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k > &= \varkappa < g_{rk} \psi^r_E, \psi^k_{\delta_c} >, \\ < g_{rk} \psi^r_H, \operatorname{rot} \overline{\overline{E}}^k > &= 0 \end{aligned} \tag{9}$$

punînd din (2) $\psi_E^r = \sigma \psi_{\delta_c}^r - \psi_{E_a}^r$ și înlocuind în (9) se obține

$$< g_{rk} \psi_{E_a}^r, \psi_{\delta_c}^k > = \sigma \sum_{r=1}^{3} \| \psi_{\delta_c}^r \|^2 + \frac{1}{\varkappa} < g_{rk} \psi_E^r, - \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k > \qquad (10)$$

și împărțind cu 2π [1] avem

$$\frac{1}{2\pi} < g_{rk} \psi_{E_a}^r, \psi_{\delta_c}^k > = \sigma \sum_{r=1}^{3} \frac{1}{2\pi} \| \psi_{\delta_c}^r \|^2 +$$

$$+ \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{1}{2\pi} < g_{rk} \psi_E^r, - \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k >, \qquad (11)$$

care reprezintă expresia matematică locală a teoremei de conservare a puterii active în regimul deformant al cîmpului electromagnetic.

Pentru a obține forma globală se integrează (11) pe toată regiunea Ω și deci

$$\int_\Omega \frac{1}{2\pi} < g_{rk} \psi_{E_a}^r, \psi_{\delta_c}^k > dv = \sigma \sum_{r=1}^{3} \frac{1}{2\pi} \int_\Omega \| \psi_{\delta_c}^r \|^2 dv +$$

$$+ \frac{1}{\varkappa} \int_\Omega \frac{1}{2\pi} < g_{rk} \psi_E^r, - \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k > dv. \qquad (12)$$

Notînd în analogie cu (4) prin $P_t = \frac{1}{\varkappa} \int_\Omega \frac{1}{2\pi} < g_{rk} \psi_E^r, - \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k > dv$,

unde P_t reprezintă puterea transmisă în exteriorul lui Ω, (12) devine

$$\int_\Omega \frac{1}{2\pi} < g_{rk} \psi_{E_a}^k, \psi_{\delta_c}^k > dv = \sigma \sum_{r=1}^{3} \int_\Omega \frac{1}{2\pi} \| \psi_{\delta_c}^r \|^2 dv + P_t, \qquad (13)$$

care reprezintă forma matematică globală de conservare a puterii active.

2. Teorema de conservare a puterii complementare vectoriale.

Folosind proprietățile pseudoprodusului vectorial [1] avem

$$[g_{rk} \psi_E^r, \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k]^\star = \varkappa [g_{rk} \psi_E^r, \psi_{\delta_c}^k]^\star + \varepsilon [g_{rk} \psi_E^r, \psi_E'^k]^\star,$$

$$[g_{rk} \psi_H^r, \operatorname{rot} \overline{\overline{E}}^k]^\star = - \mu [g_{rk} \psi_H^r, \psi_H^k]^\star, \qquad (14)$$

făcînd înlocuirea lui ψ_E^r și împărțind cu 2π avem

$$\frac{1}{2\pi} [g_{rk} \psi_{E_a}^r, \psi_{\delta_c}^k]^\star = \frac{1}{\varkappa} \left(\frac{1}{2\pi} [g_{rk} \psi_E^r, - \operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k]^\star + \frac{1}{2\pi} [g_{rk} \psi_H^k, - \operatorname{rot} \overline{\overline{E}}^k]^\star \right) +$$

$$+ \left(\frac{\mu}{\varkappa} \cdot \frac{1}{2\pi} [\psi_H'^k, g_{rk} \psi_H^r]^\star + \frac{\varepsilon}{\varkappa} \cdot \frac{1}{2\pi} [\psi_E'^k, g_{rk} \psi_E^r]^\star \right). \qquad (15)$$

Obținem astfel forma matematică locală de conservare a puterii complementare vectoriale.

Considerînd ultimul termen al lui (15) și notînd prin

$$\widetilde{W}^s_{\text{mag}} = \frac{\mu}{2\varkappa}\left(\frac{1}{4\pi^2} T\,[\psi'^k_H,\ g_{rk}\,\psi^r_H]^\star\right) \text{ și}$$
$$\widetilde{W}^s_{\text{el}} = \frac{\varepsilon}{2\varkappa}\left(\frac{1}{4\pi^2} T\,[\psi'^k_E,\ g_{rk}\psi^r_E]^\star\right) \tag{16}$$

energiile generalizate magnetice și electrice specifice astfel definite, avem în definitiv

$$\frac{1}{2\pi}\,[g_{rk}\,\psi^r_{E_a},\ \psi^k_{\delta_c}]^\star = \frac{1}{\varkappa}\left(\frac{1}{2\pi}\,[g_{rk}\,\psi^r_E,\ -\operatorname{rot}\overline{\overline{H}}^k]^\star + \right.$$
$$\left. + \frac{1}{2\pi}\,[g_{rk}\,\psi^k_H,\ -\operatorname{rot}\overline{\overline{E}}^k]^\star\right) + 2\omega\,(\widetilde{W}^s_{\text{mag}} - \widetilde{W}^s_{\text{el}}) \text{ cu } \omega = \frac{2\pi}{T}. \tag{17}$$

Pentru forma globală se folosește integrala operatorială [3] a unei aplicații $\psi : \Omega \to \hat{\mathcal{D}}$ notată $\int_\Omega \psi$.

Atunci avem

$$\int_\Omega \frac{1}{2\pi}\,[g_{rk}\,\psi^r_{E_a},\ \psi^k_{\delta_c}]^\star = \frac{1}{\varkappa}\left(\int_\Omega \frac{1}{2\pi}\,[g_{rk}\,\psi^r_E,\ -\operatorname{rot}\overline{\overline{H}}^k]^\star + \right.$$
$$\left. + \int_\Omega \frac{1}{2\pi}\,[g_{rk}\,\psi^r_E,\ -\operatorname{rot}\overline{\overline{E}}^k]^\star\right) + 2\omega \int_\Omega (\widetilde{W}^s_{\text{mag}} - \widetilde{W}^s_{\text{el}}). \tag{18}$$

Notînd primii doi termeni ai relației (18) cu $\widetilde{P}_{ct}$, adică puterea complementară vectorială transmisă în exteriorul lui Ω și cu $\widetilde{W}_{\text{mag}} = \int_\Omega \widetilde{w}^s_{\text{mag}}$, $\widetilde{W}_{\text{el}} = \int_\Omega \widetilde{w}^s_{\text{el}}$ energiile generalizate magnetice și electrice, putem scrie în forma finală :

$$\int_\Omega \frac{1}{2\pi}\,[g_{rk}\,\psi^r_{E_a},\ \psi^k_{\delta_c}]^\star = \widetilde{P}_{ct} + 2\omega\,(\widetilde{W}_{\text{mag}} - \widetilde{W}_{\text{el}}). \tag{19}$$

Ultima relație arată că în cazul unei rețele electrice în care $\widetilde{P}_{ct}$ este neglijabilă, puterea complementară vectorială corespunzătoare surselor de tensiune din rețea e de forma

$$\widetilde{P}_{cg} = 2\omega\,(\widetilde{W}_{\text{mag}} - \widetilde{W}_{\text{el}}) \tag{20}$$

analog cu expresia puterii reactive din regim sinusoidal. Pentru ca puterea $P_{cg} = \| \widetilde{P}_{cg} \|$ să fie nulă, este necesar ca $\| \widetilde{W}_{\text{mag}} - \widetilde{W}_{\text{cl}} \| = 0$ de unde rezultă o metodă de compensare a regimului deformant.

III. APLICAȚIE ÎNTR-O BAZĂ ORTONORMALĂ A LUI $\hat{\mathcal{D}}$

Punînd

$$\psi_H^i(x) = \sum_{\lambda=1}^{\infty} A_H^{\lambda i}(x)\, \omega_\lambda \qquad i = 1, 2, 3$$

și în mod analog pentru $\overline{\overline{E}}$, $\overline{\overline{E}}_a$, $\overline{\overline{\delta}}_c$ se obține:

a. pentru forma globală de conservare a puterii active

$$\sum_{i=1}^{3} \sum_{\lambda=1}^{\infty} \int_\Omega \frac{1}{2\pi} A_{E_a}^{\lambda i} A_{\delta_c}^{\lambda i}\, dv = \sigma \sum_{i=1}^{3} \sum_{\lambda=1}^{\infty} \int_\Omega \frac{1}{2\pi} A_{\delta_c}^{\lambda i^2}\, dv + \frac{1}{\varkappa} \sum_{i=1}^{3} \sum_{\lambda=1}^{\infty} \int_\Omega \frac{1}{2\pi} A_E^{\lambda i} G_H^{\lambda i}\, dv \tag{18'}$$

unde

$$-\operatorname{rot} \overline{\overline{H}}^k = \sum_{\lambda=1}^{\infty} G_H^{\lambda k}\, \omega_\lambda .$$

b. pentru forma globală de conservare a puterii complementare vectoriale

$$\frac{1}{2\pi} \int_\Omega [g_{rk}\, \psi_{E_a}^k, \psi_{\delta_v}^k]^\star = \sum_{i=1}^{3} \sum_{\lambda \neq \nu}^{\infty} [\omega_\lambda, \omega_\nu^i] \int_\Omega (A_{E_a}^{\lambda i} A_{\delta_c}^{\nu i} - A_{E_a}^{\nu i} A_{\delta_c}^{\lambda i})\, dv,$$

iar

$$\widetilde{W}_{\text{mag}} = \frac{\mu}{2\varkappa}\, T \frac{1}{4\pi^2} \sum_{i=1}^{3} \sum_{\lambda \neq \nu}^{\infty} [\omega'_\lambda, \omega_\nu] \int_\Omega (A_H'^{\lambda i} A_H^{\nu i} - A_H'^{\nu i} A_H^{\lambda i})\, dv \tag{19'}$$

$$\widetilde{W}_{\text{cl}} = \frac{\varepsilon}{2\varkappa}\, T \frac{1}{4\pi^2} \sum_{i=1}^{3} \sum_{\lambda \neq \nu}^{\infty} [\omega'_\lambda, \omega_\nu] \int_\Omega (A_E'^{\lambda i} A_E^{\nu i} - A_E'^{\nu i} A_E^{\lambda i})\, dv .$$

În cazul cînd $(\omega_\lambda)_{1 \leqslant \lambda < \infty}$ devine baza trigonometrică, coeficienții $A^{\lambda i}$ devin coeficienții Fourier cunoscuți și deci formulele (18) și (19) nu se schimbă.

IV. CONCLUZII

Extinderea teoriei spațiilor Hilbert la studiul fenomenelor conservative ale regimului deformant al cîmpului electromagnetic, a permis obținerea unei relații pentru puterea complementară vectorială analoagă cu cea a puterii reactive din regimul sinusoidal. Totodată se vede că dacă $\tilde{W}_{mag} = \tilde{W}_{el}$ atunci $P_{cg} = 0$ și deci dispare regimul deformant al rețelei electrice. Acesta conduce în fond la construcția de filtre speciale.

ТЕОРЕМА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ ЭНЕРГИИ В ДЕФОРМИРУЮЩЕМ РЕЖИМЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОЛЯ

РЕЗЮМЕ

В работе излагается способ применения некоторых классических результатов из теории гильбертовых пространств при изучении явлений, сохраняющих мощность при деформирующем режиме электромагнитного поля.

Помимо систематизации представления сохраняющихся явлений, этот метод позволяет получить точную классификацию типа мощностей, появляющихся в случае деформирующего режима электромагнитного поля. Подобно реактивной мощности в гармоническом режиме получается зависимость векториальной смежной мощности, как элемента в гильбертовом пространстве функций, от обобщенных магнитных и электрических энергий. Конечный результат указывает также практический способ компенсации деформирующего режима путем конструирования специальных фильтров.

THÉORÈME DE L'ÉNERGIE ÉLECTROMAGNÉTIQUE EN RÉGIME DÉFORMANT DU CHAMP ÉLECTROMAGNÉTIQUE

RÉSUMÉ

L'auteur expose une méthode permettant d'appliquer certains résultats classiques de la théorie des espaces de Hilbert à l'étude des phénomènes conservatifs de puissances, en régime déformant du champ électromagnétique.

Ceci permet d'obtenir, outre une systématisation de la présentation des phénomènes conservatifs, une rigoureuse classification des types de puissances apparaissant dans le cas du régime déformant du champ électromagnétique. On trouve alors que, de même que la puissance réactive en régime harmonique, la puissance complémentaire vectorielle, en tant qu'élément dans un espace hilbertien de fonctions, dépend des énergies

magnétiques et électriques généralisées. Le résultat final indique, en outre, un mode de compensation du régime déformant, que l'on peut utiliser dans la construction de filtres spéciaux.

BIBLIOGRAFIE

1. V. IONESCU, *Aplicații ale spațiilor Hilbert la studiul regimului deformant.* Electrotehnica, 8 (1958).
2. C. I. BUDEANU, *Sur la présence et la conservation de la puissance réactive dans un phénomène radiant.* Comptes rendus des séances de l'Académie des Sciences, Paris, 1957.
3. M. A. NAIMARK, *Inele normate.* I. Inst. de Studii Romîno-Sovietic, 1957.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND ARDEREA GAZULUI NATURAL ÎN FOCARE TUBULARE

DE

N. PĂNOIU şi V. GHIA

În ultimul timp o serie de instalaţii industriale au început să utilizeze dispozitive perfecţionate de arderea combustibilului, constînd în arzătoare tunel cu amestec prealabil. Lucrarea de faţă are ca scop să pună la îndemîna celor interesaţi o serie de date experimentale privind arderea gazului natural în focare tubulare metalice, la care amestecul aer-combustibil este pregătit în prealabil.

Cercetările experimentale efectuate de Institutul de Energetică au avut următoarele obiective :

— stabilirea caracteristicilor funcţionale ale focarelor tubulare la care raportul dintre diametrul d şi lungimea tubului l era cuprins între $\frac{l}{d} = 7$ şi $\frac{l}{d} = 16$;

— precizarea variaţiei limitelor de stabilitatea arderii, în funcţie de variaţia excesului de aer şi încărcarea termică ;

— stabilirea influenţei raportului dintre diametrul şi lungimea focarului tubular, asupra stabilităţii arderii ;

— precizarea influenţei stabilizatorului sub formă de bară cilindrică, asupra stabilităţii arderii.

1. INSTALAŢIA EXPERIMENTALĂ

Pentru realizarea obiectivelor menţionate anterior s-a construit instalaţia experimentală din figura 1 care a constat din mai multe părţi principale. Pe focarul tubular 1, solidarizat prin intermediul unor flanşe cu camera de omogeneizare suplimentară *3*, s-au sudat patru termoelemente *Ni-Ni*,Cr dispuse pe generatoare.

Printr-o amplasare corespunzătoare, termoelementele permiteau măsurarea temperaturilor peretelui t_1, t_2, t_3 şi t_4. În tubul focar se putea amplasa un stabilizator *2*, susţinut printr-un dispozitiv solidarizat cu diafragma *5*.

Omogeneizatorul *7* a constat dintr-o cameră cilindrică alimentată cu aer şi combustibil gazos, astfel încît combustibilul trecînd prin conducta găurită *6*, se divide în şuviţe subţiri care sînt tăiate transversal de curentul de aer.

Amestecul aer-combustibil era admis tangenţial în camera *3*, prevăzută cu o priză de măsurat presiunea statică *4*.

Pentru a se preîntîmpina posibilitatea întoarcerii flacării în omogeneizator s-au prevăzut două diafragme *5*.

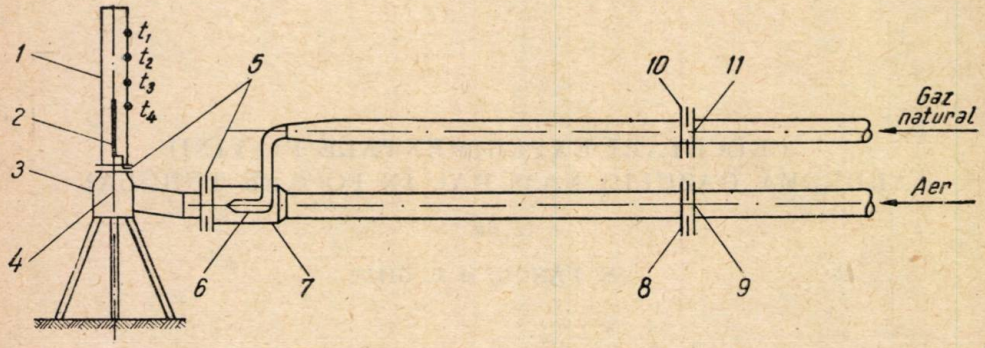


Fig. 1. — Instalaţia experimentală. *1* — focar experimental; *2* — stabilizator; *3* — cameră de omogeneizare suplimentară; *4* — priză de presiune statică; *5* — diafragmă de retur de flacără; *6* — tub cu orificii; *7* — cameră de omogeneizare; *8* şi *10* — diafragme de măsură; *9* şi *11* — prize de presiune statică.

Pe conductele de alimentare cu aer şi cu combustibil s-au plasat dispozitivele *8* şi *10* pentru măsurat cantitatea de aer D_a, respectiv cantitatea de combustibil gazos D_g.

Mai întîi s-au încercat orientativ focare de diametre şi lungimi diferite pentru a se stabili comparativ, tubul focar la care funcţionarea este optimă în instalaţia experimentală construită.

Pe baza acestor încercări preliminare s-a ales focarul tubular cu diametrul interior $d = 52$ mm şi lungimea $l = 350$ mm, care era prevăzut la bază cu diafragmă avînd diametrul de 25 mm.

2. REZULTATELE OBŢINUTE CU FOCARUL FĂRĂ STABILIZATOR

În figura 2 s-au reprezentat curbele de variaţie

— a temperaturilor t_1, t_2, t_3, t_4;

— conţinutului procentual de CO_2 şi CO din gazele de ardere evacuate din focar;

— încărcării termice volumetrice aparente I_v în funcţie de încărcarea termică superficială*) I_s.

Valorile temperaturilor peretelui t_1, t_2, t_3, t_4 permit să se tragă concluzii calitative asupra condiţiilor în care are loc arderea combustibilului la diferite regimuri de funcţionare.

Valorile conţinutului procentual de CO_2 şi CO dau o imagine asupra gradului de perfecţiune al arderii.

---

*) Prin încărcare termică superficială se va înţelege raportul dintre căldura care s-ar dezvolta orar prin arderea completă a cantităţii de combustibil D_g şi suprafaţa transversală pe axa de simetrie longitudinală a tubului, prin care se deplasează gazele de ardere.

În figura 2 s-au trasat și curbele care limitează domeniul de stabilitate a arderii, notîndu-se pe axa absciselor încărcarea termică I_s, iar pe axa ordonatelor raportul $\frac{D_a}{D_g}$, sau la o altă scară coeficientul de exces de aer α.

Curba care mărginește superior domeniul de stabilitate corespunde valorilor raportului $\frac{D_a}{D_g}$ pentru care arderea în tub încetează, din cauza excesului de aer prea mare.

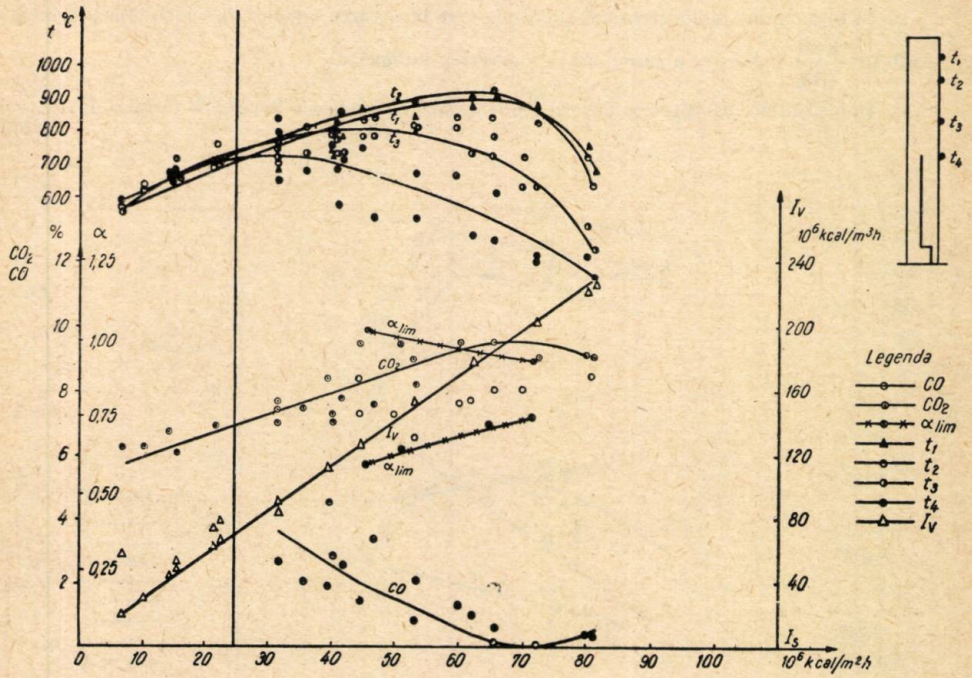


Fig. 2. — Variația parametrilor funcționali pentru focarul cu $l = 350$ mm și $d = 52$ mm fără stabilizator de flacără, funcție de încărcarea termică.
Diametrul diafragmei de returul flăcării $\Phi = 25$ mm.

Curba care mărginește inferior domeniul de stabilitate este precizată de valorile raportului $\frac{D_a}{D_g}$ pentru care în mod aparent flacăra iese din interiorul tubului, presiunea statică la baza focarului reducîndu-se sensibil.

Aprecierea vizuală a acestui moment introduce un anumit grad de subiectivitate, care însă a fost diminuat sensibil prin efectuarea unui mare număr de determinări experimentale.

În interiorul domeniului de stabilitate arderea avea loc continuu, fără pulsații.

Pe baza datelor experimentale prezentate în figura 2 se pot trage următoarele concluzii :

a) La încărcări termice I_s reduse $\left(\text{mai mici ca circa } 45.10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\,\text{h}}\right)$ focarul se comportă necorespunzător ;

arderea este incompletă ($CO_2 = 6 - 8\%$; $CO = 2 - 4\%$) iar aprinderea se face tot mai aproape de camera suplimentară de omogeneizare, pe măsură ce I_s scade;

astfel, din cauza vitezei reduse de scurgere în focar, a amestecului aer-combustibil, frontul de flacără avînd tendinţă de deplasare către omogeneizator, face necesară plasarea diafragmei de siguranţă superioare 5.

b) Odată cu creşterea încărcării termice I_s funcţionarea focarului se îmbunătăţeşte, valorile parametrilor măsuraţi prezentînd un optim la $I_s \cong 65.10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\,\text{h}}$.

c) În toată gama de încercări efectuate, la care încărcarea termică I_v a fost cuprinsă între $20-230\cdot10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\,\text{h}}$, focarul a funcţionat cu amestec îmbogăţit.

d) Domeniul de stabilitate a arderii scade o dată cu creşterea încărcării termice I_s.

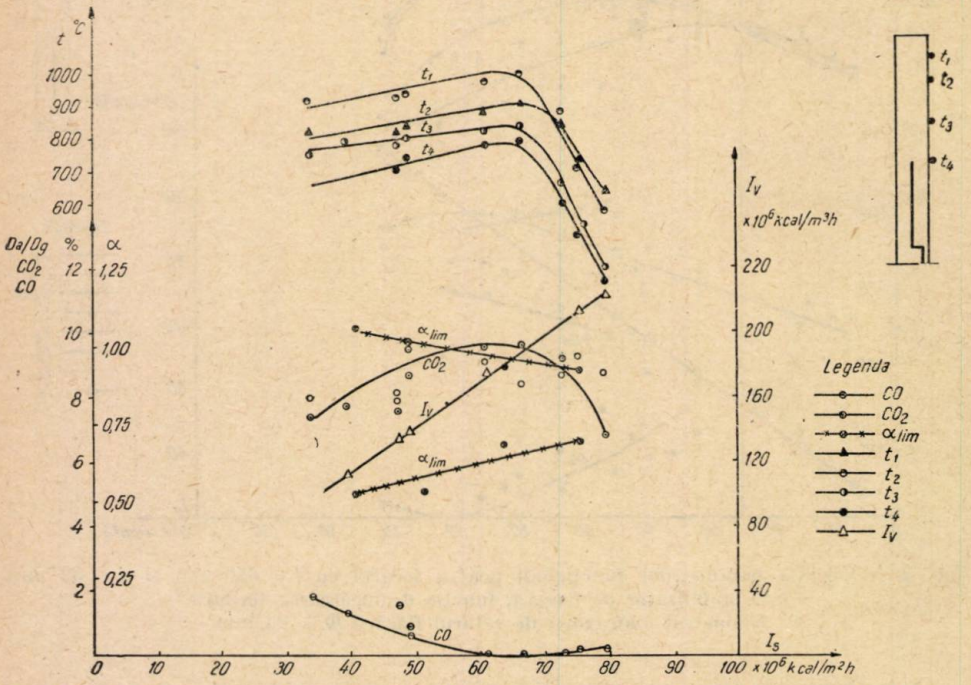


Fig. 3. — Variaţia parametrilor funcţionali pentru focarul cu $l = 350$ mm şi $d = 52$ mm funcţie de încărcarea termică, cu stabilizator de flacără de lungime $l' = 160$ mm şi diametrul $d' = 12$ mm. Diametrul diafragmei de returul flăcării $\Phi = 25$ mm.

Pentru a se ameliora performanţele focarului tubular, s-a plasat un stabilizator care a constat dintr-o bară cilindrică de lungime 160 mm şi diametrul 12 mm coaxială cu tubul, dispusă întocmai cum rezultă din figura 1.

3. REZULTATELE OBŢINUTE CU FOCARUL ECHIPAT CU STABILIZATOR

Stabilizatorul îmbunătăţeşte condiţiunile de ardere, deoarece:

— formează o zonă de turbulenţă mărită la extremitatea superioară;

— creează o sursă suplimentară de căldură plasată pe axul de simetrie longitudinal al tubului.

La experimentările efectuate, raportul dintre secţiunea transversală a focarului şi a stabilizatorului a fost de 17.

Rezultatele experimentale obţinute în noua situaţie, se prezintă în diagramele redate în figurile 3, 4 şi 5.

Pentru a se preciza influenţa diametrului diafragmei de la baza tubului focar asupra caracteristicilor funcţionale ale focarului, diametrul Φ al acesteia s-a variat. Astfel figurile 3, 4, 5 se referă la diametrele $\Phi = 25$ mm ; 32 mm şi 40 mm.

Din figurile 3, 4, 5 rezultă că montarea stabilizatorului conduce la ameliorarea caracteristicilor funcţionale ale focarului.

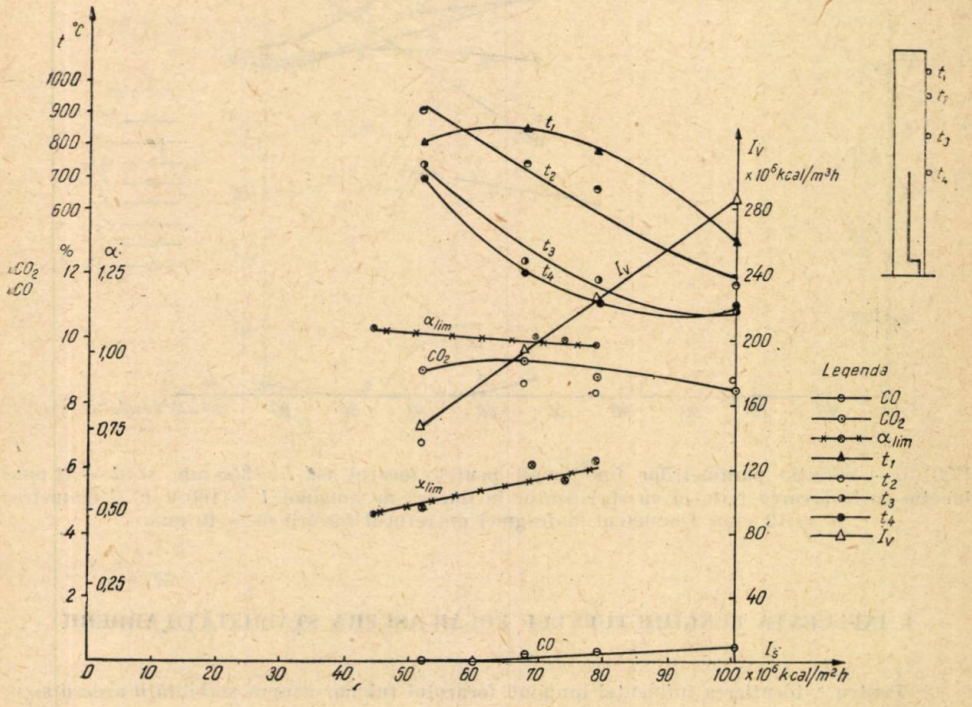


Fig. 4. — Variaţia parametrilor funcţionali pentru focarul cu $l = 350$ mm şi $d = 52$ mm funcţie de încărcarea termică cu stabilizator de flacără de lungime $l' = 160$ mm şi diametru $d' = 12$ mm. Diametrul diafragmei $\Phi = 32$ mm.

Această ameliorare se poate caracteriza prin :

— creşterea conţinutului de CO_2 şi scăderea conţinutului de CO din gazele de ardere evacuate din focar ;

— creşterea domeniului de stabilitate al arderii, efect care se manifestă cu o intensitate cu atît mai mare, cu cît diametrul diafragmei de la baza focarului, este mai mare ;

— optimul valorilor măsurate se deplasează către valori mai mari ale încărcării termice I_s decît în cazul focarului fără stabilizator.

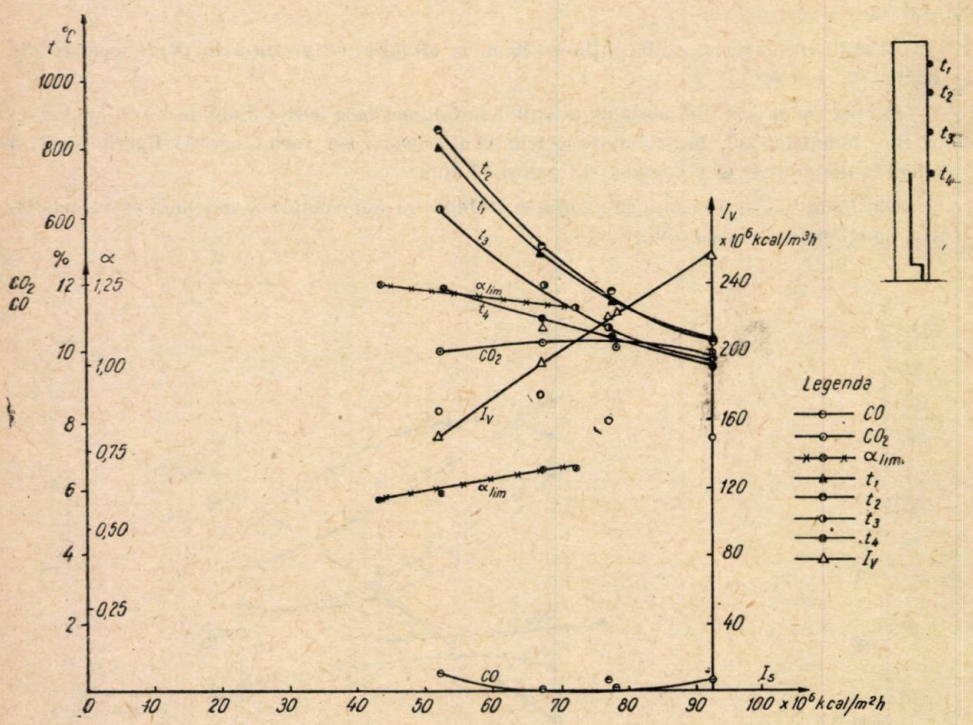


Fig. 5. — Variația parametrilor funcționali pentru focarul cu $l = 350$ mm și $d = 52$ mm funcție de încărcarea termică cu stabilizator în flacără de lungime $l' = 160$ mm și diametru $d' = 12$ mm. Diametrul diafragmei de returul flăcării $\Phi = 40$ mm.

4. INFLUENȚA LUNGIMII TUBULUI FOCAR ASUPRA STABILITĂȚII ARDERII

Pentru evidențierea influenței lungimii focarului tubular asupra stabilității arderii s-au efectuat o serie de experimentări cu focare de același diametru d dar lungimi l diferite.

Astfel s-au studiat — cu și fără stabilizator — șase tuburi, la care $\frac{l}{d} = 7, 9, 10, 12, 14, 16$.

Rezultatele încercărilor au fost redate în figura 6.

Din examinarea punctelor experimentale reprezentate în figura 6 se pot face următoarele observații:

— domeniul de stabilitate a arderii se mărește o dată cu creșterea raportului $\frac{l}{d}$;

— influența stabilizatorului este cu atît mai redusă cu cît crește lungimea focarului;

— domeniul de stabilitate a arderii se micşorează sensibil o dată cu creşterea încărcării termice I_s.

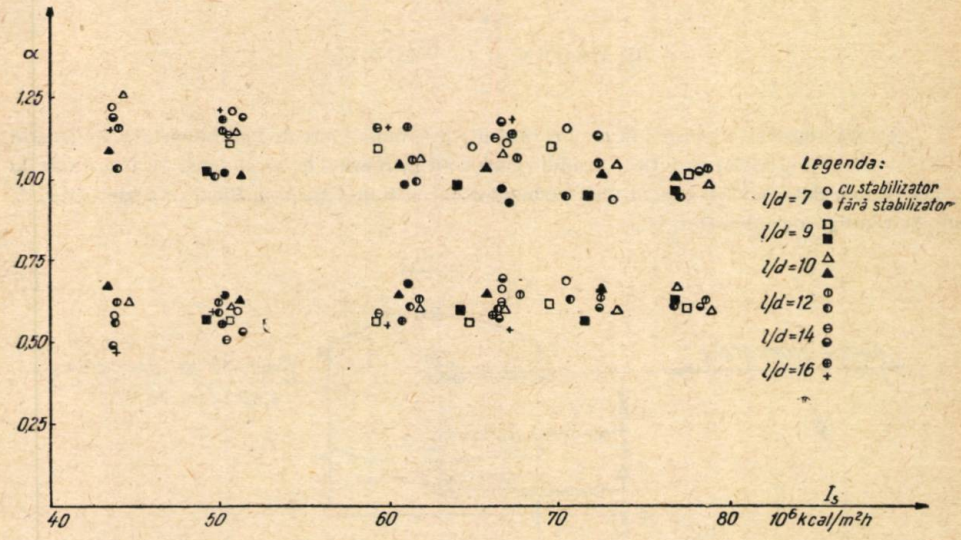


Fig. 6. — Variaţia limitelor de stabilitatea arderii în funcţie de încărcarea termică şi de raportul l/d la focare cu stabilizator de flacără de lungime $l' = 160$ mm şi de diametru $d' = 12$mm şi la aceleaşi focare fără stabilizator de flacără.

5. CONCLUZII

Lucrarea are ca scop să dea date experimentale referitoare la arderea combustibililor gazoşi în focare tubulare. Astfel s-au determinat în special caracteristicile funcţionale ale tubului focar cu $l = 350$ mm şi $d = 52$ mm, alimentat cu gaz natural omogeneizat în prealabil cu aerul necesar arderii. Pe baza experimentărilor efectuate se pot trage următoarele concluzii :

a) Focarul tubular fără stabilizator se comportă relativ bine la încărcări termice I_s cuprinse între 40 şi circa $65.10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\,\text{h}}$.

b) Introducerea stabilizatorului în afară că ameliorează arderea combustibilului, măreşte domeniul de stabilitate şi lărgeşte domeniul funcţionării corespunzătoare a focarului tubular $\left(I_s = 40 - 90.10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\,\text{h}}\right)$.

c) În cazul folosirii ca element separat, temperatura peretelui focarului nedepăşind circa 1000°C, problema procurării materialului de construcţie nu este dificilă.

Dacă se foloseşte tubul ca focar la cazanul Vuia, din cauza căldurii primite de la gazele de ardere care circulă cu mare viteză prin exteriorul tubului, materialul folosit la construcţia acestuia este suprasolicitat termic. În această situaţie alegerea materialului trebuie să se facă judicios.

d) Folosirea focarelor tubulare de mărimea celor examinate este limitată, ea fiind indicată la cazane cu debite şi gabarite mici, instalaţii de forje mici etc.

FILTRAREA Na-CATIONICĂ A APEI CU CĂRBUNE DE CĂPENI ÎN *EPURATORUL DE APĂ I. E. 1,2*

DE

C. HAIDUC şi E. WISNER

În ţara noastră se folosesc în mod curent mase schimbătoare de ioni importate, în general cărbuni sulfonaţi şi răşini sintetice. Studiile care s-au întreprins în acest sens, au fost axate în special asupra determinării comportării cărbunilor naturali de Căpeni şi Ilieni ca schimbători de ioni în condiţii de laborator [1].

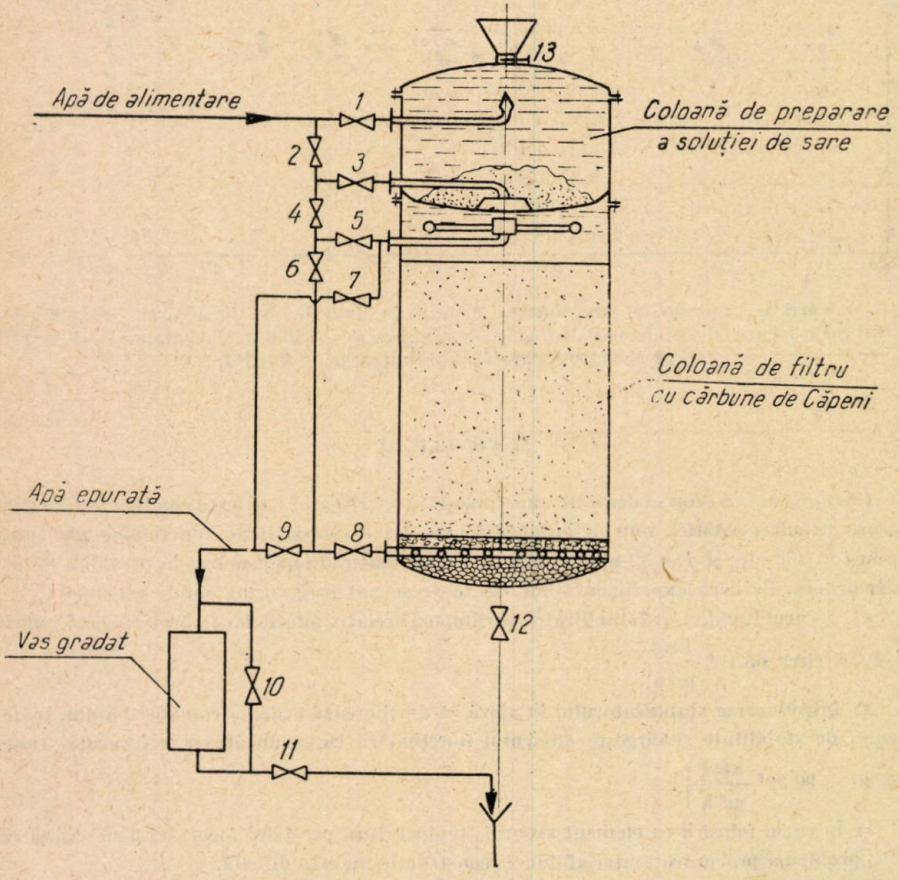


Fig. 1. — Instalaţia experimentală pentru studiul comportării cărbunelui de Căpeni ca schimbător de ioni (epurator de apă I.E. 1,2 t/h).

Avînd în vedere necesitatea realizării unei instalaţii simple şi economice pentru dedurizarea apei de alimentare a cazanului Vuia I.E. 1 t/h precum şi faptul că în literatura de specialitate datele asupra comportării cărbunelui de Căpeni ca schimbător de ioni publicate au fost

obținute în condiții de laborator și nu pe instalații de filtrare cu debite comparabile cu cele întîlnite în mod uzual precum și insuficiența acestor date, în cadrul secției de termoenergetică a Institutului de energetică au fost efectuate cercetări pe o instalație pilot asupra comportării cărbunelui de Căpeni ca schimbător de ioni. Instalația experimentală folosită este prezentată în figura 1.

Instalația experimentală se compune din :

— coloană de filtrare cu diametrul de 0,6 m și înălțimea stratului 1,1 m. Coloana de filtrare conține 0,31 m^3 cărbune natural de Căpeni cu granulația cuprinsă între 0,5 și 2,5 mm și este prevăzută în partea superioară cu un sistem circular de distribuție uniformă a apei pe secțiunea coloanei și cu un sistem de drenaj distribuit pe întreaga secțiune a coloanei ;

— coloană de prepararea soluției de NaCl cu diametrul de 0,6 m și înălțimea de 0,6 m, suprapusă peste coloana de filtrare ;

— sistemul de conducte și ventile ;

— vas gradat pentru măsurarea debitului de apă la afînare, regenerare, spălare și în timpul dedurizării apei.

Experimentările întreprinse pot fi împărțite în trei etape și anume :

1. Experimentări în fază inițială a masei schimbătoare de ioni ;
2. Experimentări de funcționare a filtrului cu filtrare în sensul regenerării ;
3. Experimentări de funcționare a filtrului cu filtrare în sens contrar regenerării.

Toate experimentările s-au făcut cu apă din rețeaua orașului București cu compoziția medie dată în tabela 1 (după buletinele de analize întreprinse în cadrul laboratorului de chimie a D.G.E.M.S.I.).

Tabela 1

Nr. crt.	Indicele	Dimensiuni	Valori
1	Aspectul		Impurități mecanice
2	Concentrația ionilor de hidrogen	pH	7
3	Alcalinitatea față de fenolftaleină	cm^3HCln/10	0
4	Alcalinitatea față de metilorange	cm^3HCln/10	2,67
5	Indicele de alcalinitate	NaOh mg/l	0
6	Duritate temporară	°d	7,42
7	Duritate permanentă	°d	0
8	Duritate totală	°d	7,42
9	Cloruri (Cl)	mg/l	22,75
10	Fosfați (P_2O_5)	mg/l	0
11	Reziduu fix	mg/l	216,5
12	Silice (SiO_2)	mg/l	0

De menționat că în tot timpul experimentărilor (8.V. 1959—15.VIII. 1959) calitatea apei din rețea a variat foarte puțin.

Experimentările în fază inițială asupra masei schimbătoare de ioni pe instalația prezentată în figura 1, s-au făcut după o serie de experimentări întreprinse pe o coloană de filtrare cu diametrul de 75 mm și înălțimea stratului de 1,1 m [2].

Aceste experimentări s-au făcut cu scopul de a verifica dacă în cazul cărbunelui de Căpeni cu creșterea numărului de cicluri de filtrare are loc o scădere a capacității de schimb de ioni, fenomen des întîlnit în cazul cărbunilor sulfonați [3]. Pornind de la aceste considerații au fost făcute experimentări de filtrare în regimurile date în tabela 2.

Tabela 2

Nr. crt.		Dimensiuni	1	2	3	4
1	Data	—	8.V.1959	15.V.1959	18.V.1959	31.VI.1959
2	Debitul mediu de apă	l/h	1 060	1 060	714	524
3	Cantitatea de NaCl folosită la regenerare	kg	20	20	20	20
4	Duritatea totală a apei la intrare în filtru	°d	7,42	7,42	7,42	7,42
5	Duritatea totală a apei la ieșire din filtru	°d	0,72	0,8	0,45	0,23
6	Viteza apei în filtru	m/h	3,76	3,76	2,53	1,86
7	Perioada de timp între regenerări	h	11	9	19	23
8	Cantitatea de apă epurată	t	11,67	9,55	13,57	12,03
9	Capacitatea de schimb de ioni	t grad/m³	252	204	206	279
10	Consumul specific de NaCl la regenerare	g/t grad	256	317	210	231

După cum se poate vedea din tabela 2, cu creșterea numărului de cicluri de filtrare capacitatea de schimb are o tendință de creștere și nu se manifestă o tendință de scădere ceea ce nu confirmă datele ce se obțin pe cărbuni sulfonați [3].

În cadrul experimentărilor de filtrare în sensul regenerării, masa schimbătoare de ioni a fost regenerată cu diferite cantități de NaCl, cu scopul de a stabili influența acesteia asupra : indicilor de calitate ai apei epurate, perioadei de timp între regenerări, cantității de apă ce poate fi epurată după o regenerare și capacității de schimb de ioni (viteza apei la afînare a fost de 5 m/h iar a soluției de NaCl la regenerare de 2 m/h. Timpul de afînare a filtrului a fost de 15 min iar de regenerare de 45 min). Atît afînarea cît și regenerarea și spălarea, s-a făcut cu apă de rețea.

Rezultatele medii (din 25 regimuri) ale acestor determinări sînt date în tabela 3.

Pentru obținerea durității medii a apei la ieșire din filtru s-a considerat perioada utilă a ciclului de filtrare — perioada în care duritatea apei la ieșire din filtru este sub 2°d — (vezi fig. 2) și debitul de apă epurată în această perioadă.

Din figura 2 reiese că variația durității apei epurate în funcție de debitul de apă epurată este asemănătoare cu cele prezentate în literatura de specialitate pentru filtrele Na-cationice cu cărbune sulfonat sau wofatiți și nu prezintă particularități [4], [3], [5].

Tabela 3

Nr. crt.		Dimensiuni	I	II	III	IV	V	VI
1	Debitul mediu de apă	l/h	1 110	992	1080	1 155	1 010	1 105
2	Cantitatea de NaCl folosită la o regenerare	kg	6	10	18	20	22	25
3	Duritatea totală a apei la intrare în filtru	°d	7,42	7,42	7,42	7,42	7,42	7,42
4	Duritatea totală a apei la ieşire din filtru	°d	0,7	0,61	0,68	0,55	0,68	0,55
5	Perioada de timp între regenerări	h	9	13,4	15	14,5	19,2	15,03
6	Viteza apei în filtru	m/h	3,95	3,52	3,83	4,05	4,58	3,86
7	Capacitatea de schimb de ioni	$\frac{\text{t. grad}}{\text{m}^3}$	216	296	365	355	422	357
8	Cantitatea de apă epurată	t	10	13,4	16,2	16	19,55	16
9	Consumul specific de NaCl la regenerare	$\frac{\text{g}}{\text{t. grad}}$	89,5	112	162	185	168	228

În tabela 3 observăm că putem considera aproximativ constante următoarele mărimi:
— duritatea totală la intrare şi ieşire din filtru,
— viteza apei în filtru,
şi studia variaţia celorlalte mărimi în funcţie de consumul specific de NaCl la regenerare. Astfel în figura 3, este dată variaţia capacităţii de schimb de ioni a cărbunilor de Căpeni q în funcţie de consumul specific de NaCl la regenerare d.

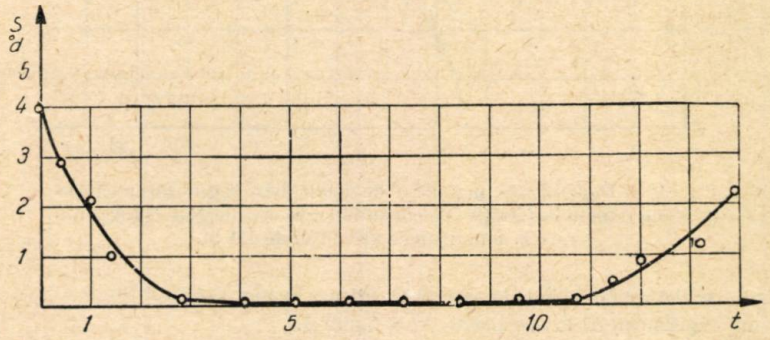


Fig. 2. — Variaţia durităţii totale a apei epurate în funcţie de debitul de apă epurată pentru unul din regimurile de funcţionare ale filtrului.

Capacitatea de schimb de ioni maximă a cărbunelui de Căpeni este de circa 400 t.grad/m³. Cu creşterea consumului specific de NaCl la regenerare pînă la circa 165 g/t grad are loc o creştere a mărimii q urmînd apoi o stabilizare. În domeniul $d < 110$ g/t. grad mărimea q scade brusc.

Din figura 3 se poate trage concluzia că pentru obținerea unor capacități de schimb de ioni ridicate $110 < d < 140$ g/t. grad. În figura 4 este prezentată variația perioadei de timp între regenerări T în funcție de consumul specific de NaCl la regenerare.

Alura curbei $t = f(d)$ este identică cu $q = f(d)$. Din aceste curbe rezultă evident că pentru obținerea unei perioade de timp între regenerări $12 < t < 16$ h, pentru $q = 300$ t.grad/m³ este necesar ca $110 < d < 140$ g/t.grad, la viteze de filtrare a apei $3{,}5 < W < 4$ m/h.

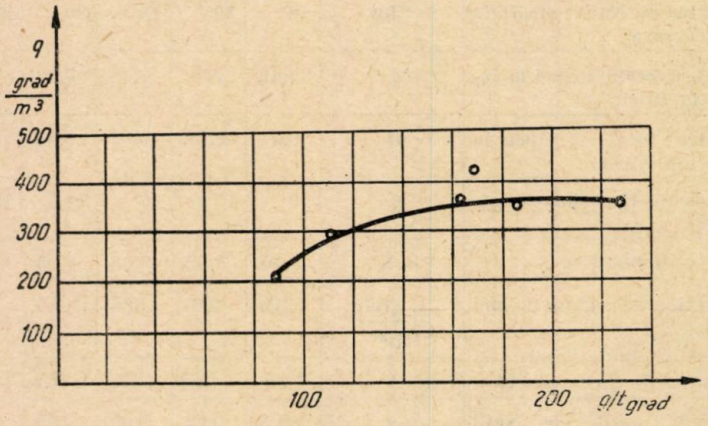


Fig. 3. — Dependența capacității de schimb de ioni a cărbunilor de Căpeni q în funcție de consumul specific de NaCl la regenerare d.

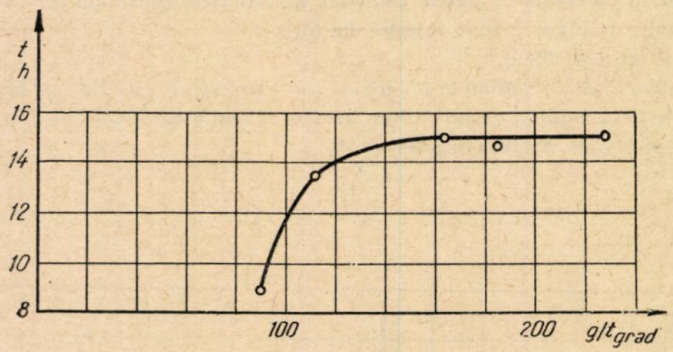


Fig. 4. — Dependența perioadei de timp între regenerări a cărbunelui de Căpeni în funcție de consumul specific de NaCl la regenerare la o înălțime a stratului de 1,1 m.

Pentru a se determina influența vitezei de filtrare asupra durității totale a apei epurate S au fost făcute experimentări în acest sens. Vezi figura 5.

Observăm că pentru viteze ale apei $W > 3{,}5$ m/h, duritatea apei epurate se menține în limite foarte scăzute $S \leqslant 0{,}1°$d, obținîndu-se o creștere ușoară a durității totale a apei cu creșterea vitezei.

Pentru $W > 3{,}5$ m/h duritatea apei crește repede atingîndu-se pentru $W = 5$ m/h, $S = 0{,}6°$d. Din această curbă rezultă că pentru grosimi ale stratului de cărbune de Căpeni peste 1,1 m este recomandabilă o viteză de filtrare $W < 3{,}5$ m/h.

Alura curbei $S = f(W)$ în domeniul $W < 3{,}5$ m/h nu confirmă ideea expusă în [3] după care în cazul $W > 5$ m/h are loc o creştere a durităţii apei epurate, datorită apariţiei unor canale de trecere preferenţiată a apei prin masa schimbătoare de ioni. Alura curbei $S = f(W)$ pentru $W > 5$ m/h nu a putut fi determinată din cauza debitului scăzut al apei de la reţea.

Ceilalţi indici de calitate ai apei epurate sînt daţi în tabela 4, sub forma a patru analize medii.

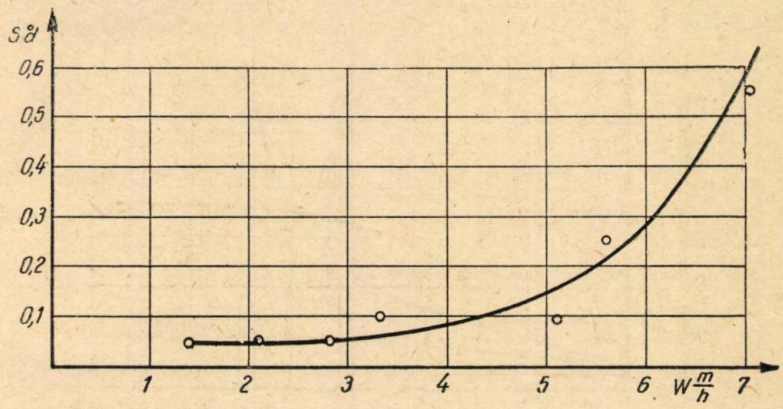


Fig. 5. — Dependenţa durităţii totale a apei epurate în funcţie de viteza de filtrare a apei (grosimea stratului de cărbune de Căpeni 1,1 m).

Tabela 4

Nr. crt.	Indicele de calitate al apei epurate	Dimensiuni	Regimul			
			I	II	III	IV
1	Aspectul	—	slab gălbui	slab gălbui	slab gălbui	slab gălbui
2	Concentraţia ionilor de hidrogen	p.H	7,5	7,5	7,5	7,5
3	Alcalinitatea faţă de fenolftaleină	cm^3 HCl/10	0	0	0	0
4	Alcalinitatea faţă de metilorange	cm^3 HCln/10	2,75	2,6	2,7	2,85
5	Indicele de alcalinitate	NaOHmg/l	0	0	0	0
6	Duritate temporară	°d	0	0	0	0
7	Duritate permanentă	°d	0	0	0	0
8	Duritate totală	°d	0	0	0	0
9	Cloruri (Cl)	mg/l	70	77	52,5	77,5
10	Fosfaţi (P_2O_5)	mg/l	0	0	0	0
11	Reziduu fix	mg/l	216,5	—	—	—
12	Silice (S_1O_2)	mg/l	0	0	0	0

Aspectul slab gălbui al apei epurate se explică prin dizolvarea parțială a compușilor humici conținuți în acești cărbuni. Acest fenomen este întîlnit curent și în cazul cărbunilor sulfonați [3] și produce micșorarea capacității de schimb de ioni a masei de cărbune. Avînd în vedere timpul limitat pentru experimentări nu s-au putut urmări în timp îndelungat efectul descompunerii compușilor humici. S-a constatat însă că la întreruperi ale funcționării filtrului pentru perioade de 10—15 h apa este colorată mai intens. Acest efect este de asemenea mai accentuat în perioada de spălare a filtrului.

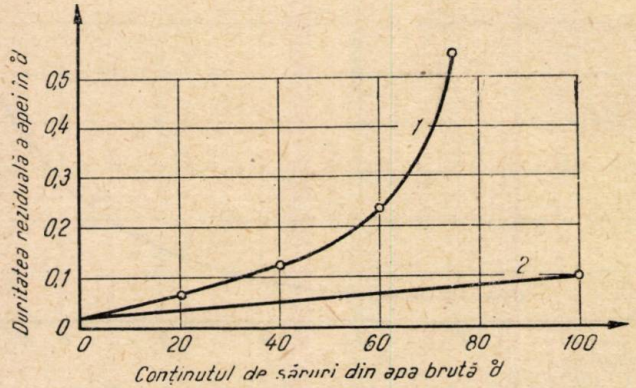


Fig. 6. — Efectul filtrării Na-cationice în contracurent (după datele VTI): *1* — în cazul filtrării obișnuite; 2 — în cazul filtrării în contracurent.

N. A. Mescerkii [3] consideră că procesul de descompunere a compușilor humici este mai accentuat la temperaturi ale apei peste 45°C. În cadrul experimentărilor asupra cărbunelui de Căpeni temperatura apei a fost între 18 și 25°C. Din tabela 4 reiese că alcalinitatea apei crește foarte puțin în timpul filtrării (de la 2,6 la max. 2,85 cm³ HCl n/10). O creștere mai accentuată îl reprezintă conținutul de cloruri (de la 23 mg/l la circa 77 mg/l) ceea ce confirmă concluziile din [6] după care spălarea masei de schimbători de ioni oricît de intensă ar fi, totuși conținutul de cloruri în apa epurată este mai ridicat decît în apa brută.

Experimentările filtrului cu regenerare în sens invers filtrării s-au făcut cu scopul de a se dovedi dacă în acest mod are loc o scădere a consumului specific de NaCl la regenerare datorită faptului că la ieșirea din filtru apa ia contact cu straturile din masa schimbătoare de ioni care au fost regenerați mai intens. Astfel, după datele VTI [5] prezentate în figura 6, reiese că filtrarea în contracurent duce la scăderea durității totale a apei epurate și deci și la micșorarea consumului specific de sare la regenerare.

Experimentările în contracurent s-au făcut în aceleași condiții de afînare, regenerare și spălare ca și în timpul filtrării în echicurent. S-au executat cîteva regimuri a căror rezultate medii sînt date în tabelele 5 și 6.

Comparînd indicii obținuți pentru filtrarea în echicurent (vezi tabelele 3 și 4) și în contracurent (vezi tabelele 5 și 6), rezultă că pentru ape brute cu durități totale sub 7,4°d, filtrarea Na-cationică în contracurent, cu cărbune de Căpeni nu duce la micșorarea consumului specific de sare sau la îmbunătățirea indicilor de calitate ai apei epurate. Aceste rezultate confirmă datele VTI din figura 6 din care rezultă că pentru durități mici, curbele 1 și 2 practic coincid. Pentru a vedea care este aspectul tehnico-economic al problemei folosirii cărbunelui de Căpeni ca schimbător de ioni în [7] s-au comparat două instalații de epurarea apei, folosind ca masă schim-

Tabela 5

Nr. crt.		Dimensiuni	I	II	III	IV	V	VI
1	Debitul mediu de apă	l/h	1 032	1 052	1 088	1 090	998	1 052
2	Cantitatea de NaCl folosită la regenerare	kg	20	20	20	20	20	20
3	Duritatea totală a apei la intrare în filtru	°d	7,42	7,42	7,42	7,42	7,42	7,42
4	Duritatea totală a apei la ieşire din filtru	°d	0,85	0,69	0,49	0,42	0,67	0,62
5	Viteza apei în filtru	m/h	3,67	3,73	3,86	3,87	3,54	3,73
6	Perioada de timp între regenerări	h	15,3	10,1	12	13,2	13,1	13
7	Cantitatea de apă epurată	t	16	10,7	13,04	14,55	13,15	13,7
8	Capacitatea de schimb de ioni	$\frac{\text{t grad}}{\text{m}^3}$	340	231	290	330	290	300
9	Consumul specific de sare la regenerare	g/tgrad	189	279	222	196	222	215

Tabela 6

Nr. crt.	Indicele de calitate al apei epurate	Dimensiuni	I	II	III
1	Aspect	—	limpede	limpede	limpede
2	Concentraţia ionilor de hidrogen	pH	7,5	7,5	7,5
3	Alcalinitatea faţă de fenolftaleină	cm^3HCln/10	0	0	0,1
4	Alcalinitatea faţă de metilorange	,,	2,3	2,8	2,1
5	Duritate temporară	°d	0	0	0
6	Duritate permanentă	°d	0	0	0
7	Duritate totală	°d	0	0	0
8	Cloruri (Cl)	mg/l	0,45	0,5	0,6
9	Fosfaţi (P_2O_5)	mg/l	0	0	0
10	Reziduu fix	mg/l	216	—	—
11	Silice (SiO_2)	mg/l	0	0	0

bătoare de ioni respectiv cărbune sulfonat (din import) şi cărbune natural de Căpeni. S-a considerat că fiecare instalaţie are un debit de 1,2 t/h şi funcţionează 6 000 h/an. S-a considerat de asemenea că instalaţiile de filtrare folosesc apă de reţea şi apă de puţ. Rezultatele calculelor

indică pentru cazul folosirii apei de rețea un cost de 0,49 lei/m³ apă epurată pentru cărbune sulfonat și respectiv 0,62 lei/m³ apă epurată pentru cărbune de Căpeni. În cazul folosirii apei de puț rezultă un cost de 0,33 lei/m³ pentru cărbunele sulfonat și respectiv 0,39 lei/m³ pentru cărbunele de Căpeni, deci o diferență de numai 0,06 lei/m³. Investițiile pentru instalația cu cărbune de Căpeni sînt mai mici cu circa 10%.

Trebuie ținut seama de asemenea și de economiile de devize ce se pot face prin micșorarea importului de mase de schimb cationic scumpe, cum sînt cărbunele sulfonat SK-1 care costă 12 000 lei/t și wofatiții la 11 000; 18 000 și 35 000 lei/t.

CONCLUZII

1. Cărbunele natural de Căpeni are o capacitate de schimb de ioni cuprinsă între 250 și 320 t.grad/m³ pentru un consum specific de NaCl la regenerare de 110—140 g/tgrad. Pentru durități totale ale apei brute sub 7,4° d și înălțimi ale stratului filtrant peste 1,1 m viteza de filtrare trebuie să fie sub 3,5 m/h pentru obținerea unor durități totale ale apei epurate de $S = 0{,}1°$d.

2. Cărbunele de Căpeni poate fi folosit cu succes pentru dedurizarea apei de alimentare la cazane de tip Vuia IE 1 t/h cît și pentru cazane cu circulație naturală la parametrii scăzuți și debite mici pe baza unor studii tehnico-economice pentru fiecare caz în parte.

3. Ținînd seama de importanța economică a problemei utilizării cărbunelui natural de Căpeni ca schimbător de ioni se recomandă studierea posibilităților de echipare a instalațiilor de cazane cu circulație naturală la parametrii scăzuți și debite mici, existente sau ce se construiesc în R.P.R. cu instalații de dedurizarea apei de tipul epuratorului de apă I.E. 1,2.

4. Avînd în vedere importanța economică și științifică a studiilor asupra maselor schimbătoare de ioni (pentru obținerea în țară a unor cărbuni sulfonați cu capacități de schimb de ioni ridicate), este neapărat necesară întreprinderea unor cercetări pentru realizarea unor cărbuni sulfonați indigeni și pentru studierea acestora pe o instalație semiindustrială.

BIBLIOGRAFIE

1. N. Zorio, B. Calmanovici, *Utilizarea cărbunilor românești ca schimbători de ioni.* Revista de Chimie, *12* (1957).
2. C. Haiduc, *Filtrarea Na-cationică a apei din rețeaua orașului București cu cărbune de Căpeni.* Memoriu, 1959, Institutul de energetică al Academiei R.P.R.
3. Н. А. Мещерский, *Эксплуатация водоподготовок в металлургии.* Металлургиздат, Москва, 1958.
4. L. Stanisavlievici, *Tratarea apelor industriale și reziduale.* Ed. tehnică, București, 1957.
5. M. S. Skrob, *Pregătirea apei.* Ed. energetică de Stat, București, 1954.
6. Ф. Г. Прохоров, С. М. Гурвич, *Руководящие указания по химическому обессоливанию воды ионитами.* Госэнергоиздат, Москва, 1957.
7. E. Wisner, *Studiu tehnico-economic referitor la comportarea cărbunelui indigen de Căpeni ca schimbător de ioni, în comparație cu cărbunele sulfonat procurat din import.* Memoriu, 1959, Institutul de energetică al Academiei R.P.R.
8. N. Zorio și B. Calmanovici, *Perspectivele de utilizare la separări și purificări a cărbunilor din R.P.R., naturali și sulfonați.* Revista de chimie, *7—8* (1958).
9. *** *Almanahul — Permutit.* Ed. tehnică, București, 1953.

Z. I. GHELLER. *Viscoviazehie mazuti cac catelnoe si pecinoe toplivo* (Păcurile foarte vîscoase drept combustibil pentru cazane şi cuptoare) Gostoptehizdat, Moscova, 1959, 216 pag., 73 fig., 90 ref.

În lucrare se dau caracteristicile păcurilor foarte vîscoase şi cu un conţinut ridicat de sulf şi metodele de utilizare a acestora în calitate de combustibil pentru cazane şi cuptoare.

De asemenea, se lămuresc cîteva probleme privind procesele ce au loc în focare ca de exemplu : pulverizarea, evaporarea şi arderea combustibilului, schimbul de căldură etc.

Cartea se adresează specialiştilor care se ocupă cu proiectarea, exploatarea şi cercetarea cazanelor industriale, centralelor termice şi a cuptoarelor de la rafinării. Ea poate fi folosită şi de studenţii institutelor superioare de învăţămînt la specialităţile tehnologice corespunzătoare şi termoenergetică.

După cum se ştie, o parte importantă din reziduurile grele de la prelucrarea ţiţeiului o alcătuiesc reziduurile vîscoase de cracare. De obicei, la utilizarea acestor reziduuri în calitate de combustibil, pentru a le micşora vîscozitatea lor se amestecă cu componente puţin vîscoase. Astfel pentru atingerea vîscozităţii prevăzute în standarde la păcurile uzuale, este necesar să se consume o cantitate importantă de produse puţin vîscoase sau să se conducă mai puţin profund procesul de cracare, ceea ce scade cantitatea de *fracţiuni uşoare.*

Cercetările efectuate prezentate în lucrare, au arătat că reziduurile grele pot fi arse într-o serie de cazuri, cu succes, în cazane şi cuptoare.

Cartea conţine şapte capitole. În primul capitol se prezintă caracteristicile şi metodele de cercetare în laborator, a reziduurilor de cracare foarte vîscoase.

Capitolul 2 tratează problemele privind transportul şi preîncălzirea combustibilului lichid foarte vîscos în rezervoare.

Astfel se prezintă regimul termic şi aerodinamic al conductelor de transport, accentuîndu-se asupra preîncălzirii prin recirculaţie deoarece eficacitatea termică a preîncălzitorilor obişnuiţi se micşorează repede, o dată cu creşterea vîscozităţii păcurii.

În capitolul 3 se studiază problemele :

— preîncălzirii combustibilului înaintea pulverizării precizîndu-se tipurile principale de preîncălzitori ;

— reglarea automată a vîscozităţii păcurii ;

— scheme tipice de preparare pentru centrale termice, cazanele industriale şi cuptoarele rafinăriilor.

În capitolul 4 se prezintă cîteva caracteristici ale pulverizării, evaporării şi arderii reziduurilor de cracare foarte vîscoase.

Referitor la acelaşi combustibil, în capitolul 5 se dau unele particularităţi ale schimbului de căldură în focarele cazanelor de aburi şi cuptoarele tubulare din rafinării.

La capitolul 6 se tratează probleme privind funcţionarea cazanelor şi cuptoarelor tubulare cu extracte şi reziduuri de cracare foarte vîscoase.

În capitolul 7 se prezintă o scurtă privire asupra metodelor de înlăturare a murdăririi şi coroziunii suprafeţelor de încălzire la arderea păcurilor bogate în sulf. De rezolvarea cu succes a acestor probleme depinde într-o măsură importantă siguranţa şi economicitatea funcţionării agregatelor.

Pentru adîncirea problemelor tratate la sfîrşitul fiecărui capitol se dă o bogată bibliografie. De asemenea, pentru simplificarea calculelor instalaţiilor de preparare şi transport a combustibilului, se dau şi nomograme de calcul.

În concluzie, se poate spune că lucrarea analizată succint, tratează judicios o serie de probleme de actualitate, privind folosirea combustibililor foarte vîscoşi, prin aceasta umplînd un gol în literatura tehnică de specialitate.

Victor V. Ghia

J. FISCHER, Asupra numărului de mărimi fundamentale independente în electricitate, Arh. Elektrotechn., **45**, *2*, 77—98 (1960).

Problema mărimilor fundamentale ale electrodinamicii, fără şi în legătură cu problema raţionalizării, preocupă încă pe electricienii de frunte, mai ales de cînd interpretarea raţionalizării a dat ocazie la discuţii vii, purtate pe baza unor referate prezentate la CT 3 a Comisiei electrotehnice internaţionale în anul trecut.

J. Fischer, profesor de electrotehnică teoretică şi de măsurători electrice, este cunoscut ca autor a unei electrodinamici *clasice* (după Ivanenko şi Soholov — necuantice) şi a unor articole privind fundamentarea ştiinţei electricităţii. O scurtă analiză a prezentului articol al său, este cu atît mai indicat, cu cît în coloanele revistei noastre au apărut contribuţii romîneşti *) privind această problemă mult disputată.

Autorul îşi propune ca pe baza lucrărilor mai importante, privind problema numărului de mărimi fundamentale ale electrodinamicii (inclusiv mecanica), să răspundă la întrebarea dacă există motive şi avantaje, pentru a prefera un anumit număr de mărimi şi, în consecinţă, de unităţi fundamentale independente.

De la Maxwell, care consideră 4 mărimi necesare, dar preferă sistemele cu 3 mărimi absolute, abia G. Giorgi (1901) insistă pentru a se adopta 4 mărimi de acest fel. Pl. Andronescu trebuie recunoscut ca primul **) care a propus şi motivat un sistem cu 5 mărimi fundamentale. Wallot ***) crede a putea dovedi că pentru un număr anumit de mărimi ale unei discipline fizice există un număr minim de mărimi fundamentale necesare. El găseşte acest număr egal cu 4, ca Giorgi. G. Oberdorfer ****) ajunge în fond la acelaşi rezultat.

Problema nu s-ar putea elucida decît pe baza conceptului de *mărime* fizică introdus de Wallot. Aceasta ar fi o caracteristică, un atribut, o proprietate a unui obiect, fenomen sau proces fizic, neidentic cu acesta, şi care se poate introduce în relaţiile de calcul ale fizicii. Proprietatea fundamentală a mărimii este comparabilitatea (nu numaidecît măsurabilitatea), ceea ce înseamnă posibilitatea stabilirii coincidenţei naturii mărimilor şi a comparaţiei cantitative a lor.

*) R. RĂDULEŢ şi A. TIMOTIN, *Raţionalizarea în electromagnetism şi interpretările ei.* Studii şi cercetări de energetică, *9*, *3*, 453—457 (1959).

) P. ANDRONESCU, Arh. Elektrotechn., **30, 46—57 (1936).

***) J. WALLOT, *Grössengleichungen, Einheiten und Dimensionen.* I. A. Barth, Leipzig, 1957.

****) G. OBERDORFER, *Die Massysteme in Physik und Technik.* Springer, Wien, 1956.

Mărimile de aceeaşi natură se pot aduna şi scădea. Mărimile fizice se deduc din relaţii de definiţie care le raportă la alte mărimi cunoscute, pînă la sfîrşit le reduce la un număr mic de mărimi fundamentale, ce se consideră a nu necesita să mai fie definite. Unitatea este o mărime de referinţă avînd o valoare constantă convenţional aleasă. Valoarea fiind raportul între mărime şi unitate, mărimea apare ca un produs între valoare şi unitate, invariant faţă de alegerea unităţii.

Natura şi dimensiunea unei mărimi sînt concepte diferite, ultima indicînd numai componenţa calitativă a produsului de puteri din alte mărimi. Volumul şi momentul de inerţie, energia şi cuplul sînt mărimi de aceeaşi dimensiune, dar de natură diferită. Dimensiunea nu defineşte ci doar caracterizează mărimea.

Între unităţi coerente există ecuaţii fără coeficienţi numerici. Relaţiile între mărimi au un conţinut mai bogat decît cele între unităţi, în acestea din urmă neapărînd caracterul eventual tensorial, direcţional sau semnul mărimilor.

Ecuaţiile de definiţie şi legile naturale sînt relaţii conceptual diferite. Primele definesc în mod convenţional o nouă mărime, pe baza unora fundamentale sau definite anterior. Coeficienţii acestor ecuaţii sînt numere exacte. O lege naturală este o relaţie între mărimi fizice cunoscute şi definite care se obţin şi constată din experienţă. Coeficienţii acestor expresii sînt întotdeauna mărimi fizico-empirice, avînd valori aproximative, indiferent dacă sînt constante universale sau coeficienţi dependenţi de material.

Constantele din legile empirice nu trebuie înlocuite prin numere exacte, deoarece astfel numărul mărimilor fizice se reduce arbitrar în raport cu numărul ecuaţiilor disponibile astfel că se schimbă şi diferenţa dintre ele, care nu este altceva decît numărul de mărimi fundamentale independente. Dacă se renunţă la o relaţie de definiţie se introduce în mod convenţional o mărime fundamentală nouă.

În relaţiile de definiţie, mărimile din dreapta şi stînga semnului de egalitate sînt egale, în legile empirice doar proporţionale. Egalitatea matematică presupune interşanjabilitate, o proprietate diferită de natura mărimilor. Legile de conservare ale fizicii leagă mărimi de aceeaşi natură, dar care nu se pot schimba între ele.

După aceste noţiuni introductive, se trece la mărimile fizice ale cîmpului electric. O mărime fundamentală electrică trebuie introdusă, deoarece în electricitate nu există relaţii în care să intervină pe lîngă mărimile mecanice, numai o singură mărime electriçă. Ca mărime fundamentală se alege sarcina electrică, deoarece la fel ca masa, este scalară şi are proprietăţi aditive simple. Legea forţei ponderomotoare a cîmpului $\overline{F} = Q\overline{E}$ devine astfel o relaţie de definiţie pentru vectorul cîmp electric $\overline{E}$. Introducerea unui factor de proporţionalitate în această lege nu are sens.

Mai dificil este de a exprima relaţia între divergenţa cîmpului electric şi sursele sale, adică densitatea sarcinilor, deoarece aceste mărimi nu sînt de aceeaşi natură fizică. Între ele, în mod logic ar trebui să existe doar proporţionalitate şi totuşi, legea inducţiei se exprimă în absolut aceleaşi condiţii sub forma simplă $-\hat{U}\,\mathrm{d}t = \mathrm{d}\,\Phi$.

Autorul afirmă că oportunitatea introducerii sau eliminării factorilor de proporţionalitate în aceste legi depinde numai de metodica de deducere sistematică a relaţiilor între mărimile disciplinei respective. În acest sens, proporţionalităţile empirice

$$\varepsilon \oint \overline{E}\,\mathrm{d}\overline{a} = \sum^{\circ} Q \quad \text{şi} \quad \varepsilon E_{\alpha} = \sigma$$

definesc constanta de material ε, deoarece celelalte mărimi sînt definite. Dacă se pune $\varepsilon\overline{E} = \overline{D}$, aceasta înseamnă că relaţiile de mai sus definesc fără echivoc al doilea vector de cîmp $\overline{D}$ fără nevoia ca în ele să apară, afară de ε, vreun coeficient numeric (4π!). Deci scrierea fără factori numerici a legii fluxului şi a legii inducţiei este justificată pe această cale.

În mod analog pentru cîmpul magnetic, cu toate că tensiunea magnetomotoare $\overset{\circ}{V} = \oint \overline{H} d\overline{s}$ nu este de natura *solenației* sau *excitației* magnetice Θ, totuși plecînd de la forța Lorentz $\overline{\mathfrak{F}} = \overline{Hl} \times \overline{B}$, în care $\overline{B}$ se consideră mărime nou definită (fără vreun factor de proporționalitate) cu ajutorul deplasărilor virtuale și a legii de conservare a energiei : $\overline{\mathfrak{F}} d\overline{s} = I\hat{U}dt$ se poate ajunge la legea inducției

$$\hat{U}\, dt = -\overline{B}(l \times d\overline{s}) = -\overline{B} d\overline{a} = -d\Phi$$

și la legea solenației sub forma

$$\Theta = \frac{1}{\mu} \oint \overline{B} d\overline{s} = \overset{\circ}{V}$$

care definește mărimea de material μ fără vreun alt factor numeric. Astfel, vectorii cîmpului magnetic $\overline{B}$ și $\overline{H}$ se definesc cu ajutorul unor mărimi mecanice și a unor legi empirice, fără a înlocui aceste legi cu relații de definiție arbitrare.

După această concepție, fără a introduce noi mărimi fundamentale decît sarcina electrică, rezultă implicit că tensiunea magnetomotoare și solenația electrică sînt prin definiție mărimi de aceeași natură ; tot așa, tensiunea indusă într-un circuit închis și descreșterea fluxului magnetic cuprins. Egalitatea ar fi o expresie a înlănțuirii strînse între fenomenele mecanice și electrice. La acest rezultat se ajunge pe baza premisei că mărimile fizice nu sînt identice cu înseși fenomenele, ci le caracterizează doar în mod necesar și suficient.

În concluzie, autorul afirmă că patru mărimi sînt necesare și suficiente pentru a caracteriza fenomenele electrice și magnetice declarîndu-se astfel, adept al concepției denumite de el *electrodinamice*, în contrast cu concepția electromagnetică care prevede o mărime magnetică în plus (de ex. Φ ca la sistemul Kalantaroff).

Lucrarea este amplu expusă și comentată cu citate, referințe, exemple și completări. Referiri se fac la lucrări fundamentale și la cele publicate în limba germană.

Desigur că articolul este pasibil de numeroase observații de principiu și va provoca discuții. În fond, el urmează concepțiile școlii germane, reprezentată prin lucrările lui F. Emde, G. Mie și mai ales J. Wallot, care a influențat și normele A.E.F.

Cu toate că școala sovietică reprezentată prin Neiman, Kalantaroff, Ivancenko, Soholov, Bronn și alții, ajunge pe alte căi la aproximativ aceleași expresii formale în scrierea rațională a ecuațiilor electromagnetice, totuși fondul unor concepții ale autorului s-ar putea combate.

Înainte de toate, este discutabilă concepția că sistemul de mărimi fizice nu trebuie să corespundă strict cu natura substratului fenomenologic, ci este suficient ca el să fie logic, coerent și să permită prin calculul cu mărimi, predeterminarea unor relații din care se poate conchide asupra desfășurării evenimentelor fizice.

Din aplicarea principiului materialist-dialectic al oglindirii, rezultă o conexiune mai strînsă între teoria fizică și fenomene. După V. I. Lenin, ecuațiile fizicii teoretice reflectă realitatea fizică obiectivă și această reflectare devine din ce în ce mai clară și mai „nemijlocită" *) în urma progresului științei.

În acest sens, argumentarea autorului, care urmează de altfel pe cea a lui J. Wallot, are un oarecare caracter convenționalist și poate fi pusă în legătură cu principiul „comodității" a lui Poincaré sau cu „economia de gîndire" a lui Mach. Dar o discuție mai amănunțită ar depăși cadrul acestui referat.

*) V. I. Lenin, *Materialism și empiriocriticism*. Ed. P.M.R., București, 1948, 334—352—546.

În rest, metoda de deducere a relațiilor fundamentale din electrotehnică se poate considera logică și nu calcă principiul ca legile empirice să nu fie transformate, în mod arbitrar, în relații de definiție.

Totodată, este remarcabil că pe această cale se obține o interpretare simplă a raționalizării electromagnetice.

În lupta pentru adoptarea și aplicarea concepției unui sistem coerent de mărimi fizice, lucrarea reprezintă o contribuție pozitivă și interesantă pentru cercetători, cadre didactice și studenți.

Aurel Avramescu
membru corespondent al Academiei R.P.R.

M. MARINESCU. *Sisteme electromecanice cu inductanță variabilă.* Electricestvo nr. 6/1960.

Mașinile electrice cu inductanță variabilă formează obiectul unui capitol creat relativ recent în electrotehnică și care a luat ființă și s-a dezvoltat mai ales în urma cercetărilor savanților sovietici L. Mandelstam și N. Papalexi și a școlii lor. Acești savanți au construit primele generatoare de curent alternativ fără excitație și fără înfășurare pe rotor, funcționînd pe baza principiului *rezonanței parametrice.*

În țară la noi, în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R. se duc mai departe aceste cercetări, avînd în vedere mai ales aplicațiile în domeniul construcției de noi tipuri de motoare electrice, folosind variația inductanței.

La cererea redacției revistei „Electricestvo" de a prezenta oamenilor de știință și specialiștilor sovietici rezultatele cercetărilor originale efectuate în R.P.R. în acest domeniu, prof. M. Marinescu, a redactat un amplu articol de sinteză asupra cercetărilor efectuate în cadrul Institutului de energetică, la care lucrează din 1950, împreună cu un colectiv de cercetători.

Într-un capitol introductiv se face o scurtă introducere în materie arătîndu-se importanța cercetărilor privind transformarea *parametrică* a energiei electrice în lucru mecanic și invers, în vederea creării de noi tipuri de mașini electrice cu performanțe ridicate, de construcție simplă și robustă.

În continuare, într-un scurt istoric al problemei, se descrie efectul *rezonanței parametrice* în circuite cu inductanță variabilă și condensator și folosirea acestui efect la realizarea generatoarelor de curent alternativ fără excitație și fără înfășurări pe rotor.

Se trec în revistă diferitele efecte obținute prin transformarea inversă a energiei electrice în lucru mecanic, datorită variației inductanței, diferitele regimuri de funcționare (ca motor) sincronă, asincronă precum și alte efecte.

Se precizează obiectivele cercetărilor din cadrul Academiei R.P.R.; într-un prim capitol se analizează condițiile în care prin variația sinusoidală a inductanței se absoarbe energie de la o sursă de curent alternativ, sinusoidală. Se analizează astfel regimul sincron de ordin 1 și regimurile sincrone de ordine superioare în care viteza de rotație este un submultiplu al frecvenței f.e.m.

Analiza se face pe baza dezvoltării în serie a expresiei curentului în circuite fără rezistență. Se analizează după aceea regimurile asincrone a căror existență se datorește prezenței rezistenței în circuit.

Se dezvoltă expresii compacte pentru puterea mecanică și randament, pentru factorul de putere reactiv și deformant.

În cazul prezenței unui condensator în circuit, rezolvarea ecuației curentului nu mai poate fi făcută prin cuadratură simplă. Se indică o metodă de rezolvare care duce la un sistem infinit de ecuații liniare cu coeficienți constanți. Se stabilesc proprietățile generale ale spectrului de curenți într-un asemenea circuit. Se construiește o *rețea rezolvantă* a sistemului infinit de ecuații care definește curenții și care permite astfel să se aplice circuitului cu inductanță variabilă, metodele de rezolvare a filtrelor electrice. Pe această cale se rezolvă *rețeaua rezolvantă* stabilindu-se formule compacte care dau expresiile curenților din *spectrul parametric* și de aici expresia puterii mecanice, dezvoltată de mașină.

Într-o a doua parte a lucrării sînt prezentate problemele de *optimizare* legate de dezvoltarea practică a mașinilor parametrice.

Se stabilește : — legea optimă de variație a inductanței pentru alimentarea cu f.e.m. sinusoidală și pentru obținerea greutății minime pe unitatea de putere, la mașinile parametrice ; — factorul de putere maxim, în acest caz — (alimentarea cu f.e.m. sinusoidală) — este de $1/\sqrt{2}$.

Într-o a doua etapă a cercetărilor de *optimizare* se deduce forma optimă de undă a f.e.m. aplicată care, pentru o anumită lege de variație a inductanței permite obținerea greutății minime pe unitatea de putere a mașinii.

Rezultă că forma de undă optimă a f.e.m. este aceea a unor impulsuri. Se calculează corecția care trebuie introdusă pentru cazul real cînd impulsul dreptunghiular este înlocuit cu un impuls de formă trapezoidă, pentru a ține seama de turtirea undei, datorită curenților Foucault. Se dau principiile de proiectare a acestor mașini.

Articolul se încheie cu concluzii și perspective de dezvoltare pentru viitor, subliniindu-se posibilitatea lărgirii considerabil a domeniului de aplicație a acestor mașini pe măsură ce teoria și experiența vor pune în evidență condițiile optime și posibilitățile *extremale* a funcționării lor.

Badea Popa

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul X 1960

INDEX ALFABETIC

ENERGETICĂ GENERALĂ

	Nr.	Pag.
BLUM I., GROZESCU H., ROSENBERG M., Atlasul resurselor termoenergetice ale R.P.R. Geologia R.P.R. şi cărbunii	4	657
CARACUDOVICI V., ŞTEGĂROIU P., Precizări cu privire la metodica inventarierii resurselor hidroenergetice din R.P.R.	3	449
DUMITRESCU A., PAP AL., Contribuţii la stabilirea unei metode generale analitice pentru predeterminarea consumurilor de energie în industria extractivă a ţiţeiului	4	669
MICLESCU T., Precizia prognozelor	2	209
MICLESCU T., Consideraţii asupra bilanţului energetic de perspectivă	3	473
PĂUNA S., ŞTEGĂROIU P., O nouă metodă de valorificare a parametrilor hidrologici ai unui curs de apă	3	461
PETCU M., Sistem de indici pentru descrierea curbelor de sarcină	3	481
PETCU M., Prognoza regimului sarcinii sistemelor electro-energetice	4	697
SZMUK A. şi SOCI A., Evoluţia în perspectivă a indicilor economici ai centralelor clasice din R.P.R. comparativ cu ai centralelor atomoelectrice	1	9

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

ANTONESCU N., Calculul termic al cazanelor pentru regimuri de lucru diferite de un regim cunoscut	1	33
ANTONESCU N., Determinarea temperaturii focarelor cu combustibili lichizi sau gazoşi în diferite condiţii de funcţionare	4	709
ANTONESCU N. şi colaboratori, Calculul caracteristicii de inerţie necesară cazanelor industriale	4	727
ARAMĂ C., VASILIU CH., ŞTEFAN I., Reducerea consumului specific de combustibil prin supracomprimare şi modificarea avansului la aprindere	2	261
BĂRĂNESCU G., VASILESCU A. C., Determinarea sfîrşitului arderii la motoarele cu ardere internă	2	271
CAZACU C. şi colaboratori, Asupra rezistenţei hidro-aerodinamice a straturilor de particule fluidizate într-un curent ascendent de fluid	1	21
GHIA V. V., Asupra generalizării relaţiilor de calcul a economiei relative de combustibil ce se poate obţine la cuptoare	3	513
GRECOV D., Determinarea repartiţiei temperaturilor de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare în centrale termoelectrice moderne	3	499
NĂSTASE M., Contribuţii la studiul experimental al întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu aprindere prin comprimare	2	287
NĂSTASE M., Contribuţii la studiul experimental al întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu aprindere prin comprimare. Influenţa turaţiei motorului şi a cantităţii de gaze arse din camera de ardere în condiţiile motoarelor cu camere de turbulenţă	4	741

	Nr.	Pag.
PĂNOIU N., CAZACU C. şi colaboratori, Asupra posibilităţilor de ardere a ligniţilor din R.P.R. în strat fluidizat	2	219
PIMSNER VICTOR, VASILESCU ADRIAN CĂLIN, Direcţii de cercetare în stabilirea influenţei caracteristicilor fizico-chimice ale combustibilului asupra motorului turboreactiv	2	229
PIMSNER V., CSERVENI I., Asupra unei metode de determinare a umidităţii în două faze prin încălzirea gazului umed	3	525
SINGER G., CARABOGDAN I., Determinarea punctelor caracteristice ale cenuşelor unor ligniţi	1	49
SIMONEK J., MICHALICKA L., Posibilităţile unei îmbunătăţiri economice în procedeul conversiunii oxidului de carbon cu ajutorul vaporilor de apă sub presiune	2	245
VASILESCU A. C., PIMSNER V., Scheme pentru folosirea turbinei de gaz metan	1	59
VASILESCU A. C., PIMSNER V., CSERVENI I., Determinări experimentale asupra valorii coeficienţilor de pierderi ale compresorului cu jet, cu camere de amestec de presiune constantă	2	313
VASILESCU A. C., TEODORESCU L., Asupra reglării motoarelor cu aprindere separată în funcţie de procesul de ardere	3	543
TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR		
BLUM I., BĂDĂRĂU AL., BERCOVICI B., Studiu asupra posibilităţii de reducere a conţinutului de steril din ligniţi prin spălare cu lichide grele. III. Cercetări privind descenuşarea mărunţilor de lignit din bazinul carbonifer Sărmăşag	1	85
BLUM I., NISTOR I., Elemente caracteristice în procesul de cocsificare al cărbunelui. II. Asupra descompunerii huilelor în procesele pirogenetice	1	101
BLUM I., BOLCHI FR., NISTOR I., IMBREA N., CIOLAC V., Separări gravimetrice comparative din sorturile granulometrice iniţiale ale cărbunilor de la Petrila şi Lupeni	2	387
BLUM I., NISTOR I., Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. I. Cercetări în fază de laborator	2	397
BLUM I., BOLCHI FR., MIHAIL M., Defenolarea apelor reziduale din industriile carbochimice. Cercetări privind defenolarea apelor reziduale de la staţiile de gazificare a ligniţilor	2	411
BLUM I., BOLCHI FR., MUSCĂ G., WELTMAN C., Studiu de laborator privind posibilitatea descenuşării ligniţilor cu acizi minerali	3	577
BLUM I., NISTOR I., Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termo-chimic. II. Cercetări în fază pilot	3	563
BLUM I., BĂDĂRĂU AL., BERCOVICI B., Studiul posibilităţilor de reducere a conţinutului de steril din ligniţi prin spălare în lichide grele şi medii dense. IV. Cercetări privind descenuşarea cărbunilor ciuruiţi şi neclaubaţi de la Filipeşti de Pădure, Voevozi şi Rovinari în vederea deshidratării	4	757
ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ		
APETREI C., Criterii pentru aprecierea tehnico-economică a schemelor de excitaţie a maşinilor sincrone	1	127
AVRAMESCU A., Contribuţii la calculul încălzirii contactelor electrice plane finite	1	111
ARIE E., IONESCU S., NICOLAE P., POMÎRLEANU M., Studiul regimurilor statice şi dinamice ale unei legături slabe de interconexiune efectuat pe un model dinamic de reţea	4	797
BĂLĂ C., Pierderile în rotorul masiv al turboalternatorului la funcţionarea în regim asincron	2	353

	Nr.	Pag.
CREȚU D., Studiu critic experimental al schemelor de forțare a excitației generatoarelor sincrone	1	145
DJUVALÎ C. M., Deshidratarea țițeiului prin metoda impulsurilor electrice	2	329
DAMSKER D., WEINRICH G., Analiza teoretică și experimentală a unui servomecanism neliniar	3	613
IONESCU VLAD, Teorema energiei electromagnetice în regimul deformant al cîmpului electromagnetic	4	819
MANEA F., Generatorul echivalent al mai multor mașini sincrone în regimuri tranzitorii electromagnetice. I.	2	343
MANEA F., Puterile sistemelor trifazate nesimetrice și nesinusoidale.	4	771
MARINESCU M., Efecte capacitive în circuite cu inductanță periodic variabilă alimentate în curent ondulat și aplicația la realizarea unui nou tip de condensator industrial	4	779
NESTORESCU D. N., Influența sarcinii asupra funcționării amplificatorului sensibil la fază de curent alternativ	1	175
POPOV V. M., Noi criterii de stabilitate pentru sistemele automate neliniare	1	159
POPOV V. M., Noi criterii grafice pentru stabilitatea stării staționare a sistemelor automate neliniare	3	601
RĂDULEȚ R., TIMOTIN AL., ȚUGULEA A., Determinarea reactanței de dispersiune a unor cuptoare cu inducție cu fier	3	583
STĂNCIULESCU FLORIN, Rezolvarea circuitelor electrice neliniare cu ajutorul transformării Laplace	2	369
N O T E		
ANTONESCU N., COSTEA L., HAIDUC C., Aspecte din funcționarea cu combustibil lichid a cazanului industrial Vuia I.E. 1 t/h	2	424
AVRAMESCU A., Cu privire la articolul „Contribuții la problema periclitării prin trăznet a rețelelor aeriene din cauza naturii subsolului" de G. Lehmann	3	633
AVRAMESCU A., Sesiunea de comunicări a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., 31 martie—2 aprilie 1960	3	637
HAIDUC C., WISNER E., Filtrarea Na-cationică a apei cu cărbune de Căpeni în *epuratul de apă I. E. 1,2*	4	834
IONESCU S., NICOLAE P., POMÎRLEANU M., Aparat pentru înregistrarea frecvenței în regim dinamic.	1	192
MICLESCU T., Din activitatea Secției de energetică generală	1	191
PĂNOIU N., Consfătuirea „Unele aspecte ale folosirii lignitilor în scopuri energetice"	3	642
PĂNOIU N., GHIA V., Cercetări experimentale privind arderea gazului natural în focare tubulare	4	827
RĂDULEȚ REMUS, Din activitatea Institutului de energetică pe anul 1959	3	635
THEODORESCU L., Instalația pentru studiul legii de injecție	2	439
VASILESCU C. A., Discutarea problemelor legate de metodica cercetării științifice	3	640
RECENZII		

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том X 1960

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

	№	Стр.
БЛЮМ И., ГРОЗЕСКУ Х. и РОЗЕНБЕРГ М., Атлас теплоэнергетических ресурсов РНР (Геология РНР и ископаемые угли)	4	657
ДУМИТРЕСКУ А. и ПАП А., К установлению общей аналитической методики для предварительного определения энергетических расходов в добывающей нефтяной промышленности	4	669
КАРАКУДОВИЧ В. и СТЕГЭРОЮ П., Некоторые уточнения по методике инвентаризации гидроэнергетических ресурсов РНР	3	449
МИКЛЕСКУ Т., Точность предвидений	2	209
МИКЛЕСКУ Т., Соображения относительно перспективного энергетического баланса	3	473
ПЕТКУ МИХАЙ, Система индексов для описания кривых нагрузки . . .	3	481
ПЕТКУ МИХАЙ, Прогноз режима нагрузки электроэнергетических систем	4	697
ПЭУНА СЕПТИМИУ и СТЕГЕРОЮ ПАУЛ, Новый метод использования гидрологических параметров водного течения	3	461
СМУК А. и СОЧ А., Перспективное развитие экономических показателей классических электростанций РНР по сравнению с атомными электростанциями	1	9

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОТЕХНИКА

АНТОНЕСКУ Н., Технический расчет котлов для рабочих режимов, отличающихся от обычного режима	1	33
АНТОНЕСКУ Н., Определение температуры топок на жидких или газообразных топливах при различных условиях работы	4	709
АНТОНЕСКУ Н., и сотрудники, Расчет инерционных характеристик необходимых для промышленных котлов	4	727
АРАМЭ К., ВАСИЛИУ Г. и ШТЕФАН И., Снижение удельного расхода горючего путем нагнетания и изменением предварения зажигания	2	261
БЭРЭНЕСКУ Г. и ВАСИЛЕСКУ К.А., Определение конца сгорания в двигателях внутреннего сгорания	2	271
ВАСИЛЕСКУ К.А. и ПИМСНЕР В., Схемы для использования турбины с расширением метана	1	59
ВАСИЛЕСКУ К.А. и ТЕОДОРЕСКУ ЛУЧИАН, О регулировании двигателей с отдельным зажиганием в зависимости от процесса сгорания	3	543
ГИЯ В. ВИКТОР, Об обобщении расчетных отношений относительной экономии топлива, получаемой в печах	3	513
ГРЕКОВ Д., Определение распределения температур регенеративного подогрева питательной воды на современных теплоэлектростанциях	3	499

	№	Стр.
ЗИНГЕР Г. и КАРАБОГДАН И., Определение характеристических точек золы некоторых лигнитов	1	49
КАЗАКУ К. и сотрудники, О гидро-аэродинамическом сопротивлении кипящего слоя частиц в восходящем потоке жидкости или газа	1	741
НЭСТАСЕ М., К экспериментальному изучению запаздывания самовоспламенения в двигателях с воспламенением от сжатия	2	287
НЭСТАСЕ М., Вклад в экспериментальное изучение запаздывания на самовоспламенение в дизелях. Влияние числа оборотов коленчатого вала двигателя и количества горючих газов в камере сгорания для случая двигателя с турбулентной камерой	4	741
ПИМСНЕР ВИКТОР и ВАСИЛЕСКУ КЭЛИН АДРИАН, Направления исследования при определении влияния физикохимических характеристик топлива на работу турбореактивного двигателя	2	229
ПИМСНЕР В. и ЧЕРВЕНИ И., Об одном методе определения влажности в двух фазах путем нагрева влажного газа	3	525
ПИМСНЕР В., ВАСИЛЕСКУ К.А. и ЧЕРВЕНИ Ю., Опытные определения значений коэффициентов потерь газового струйного компрессора с камерой смешения при постоянном давлении	2	313
ПЭНОЮ Н., КАЗАКУ К. и сотрудники. О возможности сжигания румынских лигнитов в кипящем слое	2	219
СИМОНЕК Ж. и МИХАЛИКА Л., Возможности получения экономии вследствие конверсии давлением окиси углерода с помощью водяного пара	2	245
ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА		
БЛЮМ И., БЭДЭРЭУ А. и БЕРКОВИЧ Б., Исследование возможности снижения содержания балласта в лигнитах,путем их промывки тяжелым раствором. Сообщение III	1	85
БЛЮМ И. и НИСТОР И., Характеристические элементы коксования углей. Сообщение II. О разложении каменных углей в пирогенетических процессах	1	101
БЛЮМ И., БОЛКИ Ф., НИСТОР И., ИМБРЯ Н. и ЧОЛАК В., Сравнительные весовые отделения первичных гранулометрических сортов углей месторождения ,,Петрила" и ,,Лупень"	2	387
БЛЮМ И. и НИСТОР И., Коксовые брикеты из неспекаемых или плохо спекаемых углей, полученные термохимической обработкой. I. Лабораторные исследования	2	397
БЛЮМ И., БОЛКИ Ф. и МИХАИЛ М., Дефенолизация сточных вод в угольно-химической промышленности. Исследования по дефенолизации сточных вод от установок для газификации лигнита	2	411
БЛЮМ И. и НИСТОР И., Получение коксовых брикетов из неспекающихся или слабо спекающихся углей путем термохимической обработки. II. Исследования в полупромышленной фазе	3	563
БЛЮМ И., БОЛКИ Ф., МУСКЭ Г. и ВЕЛТМАН К., Лабораторное исследование возможности обеззоливания лигнитов минеральными кислотами	3	577
БЛЮМ И., БЭДЭРЭУ А. и БЕРКОВИЧ Б., Изучение возможности уменьшения содержания примесей в лигнитах вымыванием тяжелыми и средними жидкостями. IV. Исследования, касающиеся обеззоливания просеянных и неклассифицированных углей из Филипешти де Пэдуре, Войвозь и Ровинарь, для дегидрации	4	757
ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА		
АВРАМЕСКУ А., К расчету нагрева плоских конечных электрических контактов	1	111
АПЕРТЕЙ К., Критерии для технико-экономической оценки схем возбуждения синхронных машин	1	127

	№	Стр.
АРИЕ Е., ИОНЕСКУ С., НИКОЛАЕ П. и ПОМЫРЛЯНУ М., Исследование статических и динамических режимов слабой связи объединенной системы, проведенное на динамической модели сети	4	797
БЭЛЭ К., Потери в массивном роторе турбоальтернатора при работе в асинхронном режиме	2	353
ДАМСКЕР Д. и ВЕЙНРИХ Г., Теоретический и экспериментальный анализ нелинейной следящей системы	3	613
ДЖУВАРЛЫ М.К., Электроимпульсный метод обезвоживания нефти	2	329
ИОНЕСКУ ВЛАД, Теорема электромагнитной энергии в деформирующем режиме электромагнитного поля	4	819
КРЕЦУ К., Критическое опытное исследование схем возбуждения синхронных генераторов	1	145
МАНЯ Ф., Эквивалентный генератор нескольких синхронных машин в электромагнитных переходных режимах I	2	343
МАНЯ Ф., Мощности несимметричных и несинусоидальных трехфазных систем	4	771
МАРИНЕСКУ М., Емкостные эффекты в цепи с переменной индуктивностью и с питанием волнообразным током и применение их в разработке новой промышленной емкости	4	779
НЕСТОРЕСКУ Д., Влияние нагрузки на работу фазочувствительного усилителя переменного тока	1	175
ПОПОВ М.В., Новые критерии устойчивости для нелинейных автоматических систем	1	159
ПОПОВ М.В., Новые критерии для устойчивости стационарного состояния нелинейных автоматических систем	3	601
РЭДУЛЕЦ РЕМУС, ТИМОТИН АЛЕКСАНДРУ и ЦУГУЛЯ АНДРЕЙ, Определение реактивного сопротивления рассеяния индукционных нагревательных печей с железным сердечником	3	583
СТЭНЧУЛЕСКУ ФЛОРИН, Решение задач по нелинейным электрическим цепям с помощью преобразований Лапласа	2	369

ЗАМЕТКИ

АВРАМЕСКУ А., О статье Г. Лехмана „К вопросу о громовой опасности воздушных сетей из-за природы почвы"	3	633
АВРАМЕСКУ А., Сессия Института Энергетики Академии РНР от 31 марта—2 апреля 1960	3	637
АНТОНЕСКУ Н., КОСТЯ Л. и ХАЙДУК К., Аспекты работы промышленного котла Вуя I.E. 1 т/ч с жидким горючим	2	423
ВАСИЛЕСКУ А.К., Обсуждение вопросов относительно методики научного исследования	3	640
ИОНЕСКУ С., НИКОЛАЕ П. и ПОМЫРЛЯНУ М., Аппарат для регистрирования частот в динамическом режиме	1	192
МИКЛЕСКУ Т., О деятельности секции общей энергетики	1	191
ПЭНОЮ Н., Совещание по некоторым вопросам использования лигнитов в энергетических целях	3	642
ПЭНОЮ Н. и ГИЯ В., Экспериментальные исследования по вопросу сжигания природного газа в турбулентных топках	4	827
РЭДУЛЕЦ РЕМУС, О деятельности Института энергетики за 1959 год	3	635
ТЕОДОРЕСКУ Л., Установка для исследования закона инжектирования	2	430
ХАЙДУК К. и ВИСНЕР Е., Фильтрование катонного Na с углями из Кэпени в водяном испарителе I.E. 1,2	4	834

РЕЦЕНЗИИ

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome X 1960

INDEX ALPHABÉTIQUE

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE

	N°	Page
BLUM I., GROZESCU H. et M. ROSENBERG, Atlas des ressources thermo-énergétiques de la République Populaire Roumaine. Géologie de la République Populaire Roumaine et ses charbons	4	657
CARACUDOVICI V. et P. STEGĂROIU, Précisions concernant la méthodique utilisée pour inventorier les ressources hydro-énergétiques de la République Populaire Roumaine	3	449
DUMITRESCU ADRIAN et PAP ALEXANDRU, Contribution à l'établissement d'une méthode analytique générale permettant de prédéterminer les consommations d'énergie dans l'industrie extractive du pétrole brut	4	669
MICLESCU T., Précision des prévisions	2	209
MICLESCU T., Considérations sur le bilan énergétique en perspective	3	473
PĂUNA S. et STEGĂROIU P., Une nouvelle méthode pour la mise en valeur des paramètres hydrologiques d'un cours d'eau	3	461
PETCU MIHAI, Système d'indices pour la description des courbes de charge	3	481
PETCU M., Prévision du régime de charge des systèmes électro-énergétiques	4	697
SZMUK A. et SOCI A., L'évolution en perspective des indices économiques des centrales classiques de la République Populaire Roumaine par rapport à ceux des centrales électriques nucléaires	1	9

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

ANTONESCU N., Calcul thermique des chaudières pour des régimes de travail différant d'un régime connu	1	33
ANTONESCU N., Détermination de la température des foyers à combustibles liquides ou gazeux dans les diverses conditions de fonctionnement	4	709
ANTONESCU N. et collaborateurs, Calcul de la caractéristique d'inertie nécessaire aux chaudières industrielles	4	727
ARAMĂ C., VASILIU CH. et ŞTEFAN I., Réduction de la consommation spécifique de combustible par surcompression et modification de l'avance à l'allumage	2	261
BĂRĂNESCU G. et VASILESCU A. C., Détermination de la fin de la combustion dans les moteurs à combustion interne	2	271
CAZACU C. et collaborateurs, De la résistance hydro-aérodynamique des couches de particules fluidisées dans un courant de fluide ascendant	1	21
GHIA VICTOR V., Sur la généralisation des relations pour le calcul de l'économie relative de combustible que l'on peut obtenir dans les fours	3	513
GRECOV D., Détermination de la répartition des températures de réchauffage régénératif de l'eau d'alimentation dans les centrales thermo-électriques modernes	3	499
NĂSTASE M., Contribution à l'étude expérimentale du retard à l'autoallumage dans les moteurs à l'allumage par compression	2	287

	N°	Page
NĂSTASE M., Contribution à l'étude expérimentale du retard à l'autoallumage dans les moteurs Diesel. Influence de la vitesse du moteur et de la quantité de gaz résiduels dans la chambre de combustion, dans les conditions des moteurs à chambre de turbulence	4	741
PĂNOIU N., CAZACU C. et collaborateurs, Sur les possibilités de brûler les lignites roumains en couche fluidisée	2	219
PIMSNER V. et VASILESCU A. C., Voies de recherches pour la détermination de l'influence des caractéristiques physico-chimiques du combustible sur le moteur turboréacteur	2	229
PIMSNER V. et CSERVENY I., Sur une méthode pour la détermination de l'humidité en deux phases, par le chauffage du gaz humide	3	525
SIMONEK J. und MICHALICKA L., Möglichkeiten der Einsparung der Druckkonversion des Kohlenoxyds durch Wasserdampf	2	245
SINGER G. et CARABOGDAN I., Détermination des points caractéristiques des cendres de quelques lignites	1	49
VASILESCU A. C. et PIMSNER V., Schémas pour l'utilisation de la turbine au gaz méthane	1	59
VASILESCU A. C., PIMSNER V. et CSERVENY I., Déterminations expérimentales de la valeur des coefficients de pertes du compresseur à jet, avec chambre de mélange à pression constante	2	313
VASILESCU A. C. et TEODORESCU L., Sur le réglage des moteurs à allumage séparé en fonction du processus de combustion	3	543

TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES

BLUM I., BĂDĂRĂU AL. et BERCOVICI B., Étude sur les possibilités de réduction de la teneur en stérile des lignites par leur lavage avec des liquides lourds. Note III	1	85
BLUM I. et NISTOR I., Eléments caractéristiques dans le processus de cokéfaction des charbons. Note II. De la décomposition des houilles dans les processus pyro-génétiques	1	101
BLUM I., BOLCHI FR., NISTOR I., IMBREA N. et CIOLAC V., Séparations gravimétriques comparatives des sortes granulométriques initiales des charbons de Petrila et de Lupeni	2	387
BLUM I. et NISTOR I., Coke en briquettes fabriqué, avec de charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants, par un traitement thermo-chimique. I. Recherches à l'échelle laboratoire	2	397
BLUM I., BOLCHI FR. et MIHAIL M., Déphénolation des eaux résiduaires dans les industries carbo-chimiques. Recherches sur la déphénolation des eaux résiduaires dans les installations de gazéification des lignites	2	411
BLUM I., BOLCHI FR., MUSCĂ G. et WELTMAN C., Étude au laboratoire sur les possibilités d'éliminer les cendres des lignites, au moyen d'acides minéraux	3	577
BLUM I. et NISTOR I., Production de briquettes de coke des charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants, par traitement thermochimique. II. Recherches en phase pilote	3	563
BLUM I., BĂDĂRĂU AL. et BERCOVICI B., Étude des possibilités de réduire la teneur en stérile du lignite par lavage dans des liquides lourds et milieux denses. IV. Recherches sur l'élimination des cendres des charbons criblés mais non triés à la main, de Filipeştii de Pădure, Voevozi et Rovinari, en vue de leur déshydratation	4	757

ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE

APETREI C., Critériums pour l'appréciation technique et économique des schémas d'excitation des machines synchrones	1	127
ARIE E., IONESCU S., NICOLAE P. et POMÎRLEANU M., Étude des régimes statiques et dynamiques d'une interconnexion faible, effectuée sur un modèle dynamique de réseau	4	797

	N°	Page
AVRAMESCU A., Contribution au calcul de l'échauffement des contacts électriques plans finis	1	111
BĂLĂ C. V., Pertes dans le rotor massif d'un turbo-alternateur fonctionnant en régime asynchrone	2	353
CREŢU D., Étude critique expérimentale des schémas d'excitation à flux forcé des génératrices synchrones	1	145
DAMSKER D. et WEINRICH G., Analyse théorique et expérimentale d'un servomécanisme non linéaire	3	613
DJUVARLÎ C. M., Déshydratation du pétrole brut par la méthode des chocs électriques	2	329
IONESCU V., Théorème de l'énergie électromagnétique en régime déformant du champ électromagnétique	4	819
MANEA F., Génératrice équivalente à plusieurs machines synchrones en régimes électromagnétiques transitoires. I.	2	343
MANEA F., Puissances des systèmes triphasés non symétriques et non sinusoïdaux	4	771
MARINESCU MATEI, Effets capacitifs dans les circuits à inductance périodiquement variable alimentés par un courant ondulé, et leur application à la réalisation d'un nouveau type de condensateur industriel	4	779
NESTORESCU D. N., Influence de la charge sur le fonctionnement d'un amplificateur sensible à la phase du courant alternatif	1	175
POPOV V. M., Nouveaux critériums de stabilité pour les systèmes automatiques non linéaires	1	159
POPOV V. M., Nouveaux critériums graphiques pour la stabilité de l'état stationnaire des systèmes automatiques non linéaires	3	601
RĂDULEŢ R., TIMOTIN AL. et ŢUGULEA A., Détermination de la réactance de dispersion de certains fours à induction à noyau de fer	3	583
STĂNCIULESCU FL., La solution des circuits électriques non linéaires au moyen de la transformation de Laplace	2	369
NOTES		
ANTONESCU N., COSTEA L., HAIDUC C., Aspects du fonctionnement de la chaudière industrielle Vuia I. E. 1 t/h avec du combustible liquide	2	424
AVRAMESCU A., Au sujet de l'article de G. Lehmann, *Contributions au problème de la mise en danger, par la foudre, des réseaux aériens, par suite de la nature du sol*	3	633
AVRAMESCU A., La session de comptes rendus de l'Institut d'Énergétique de l'Académie de la République Populaire Roumaine, du 31 mars—2 avril 1960	3	637
HAIDUC C. et WISNER E., Filtration Na-cationique par du charbon de Căpeni dans l'eau épurée I. E. 1,2	4	834
IONESCU S., NICOLAE P. et POMÎRLEANU M., Appareil pour l'enregistrement de la fréquence en régime dynamique	1	192
MICLESCU T., De l'activité de la Section d'Énergétique générale	1	191
PĂNOIU N., Le colloque sur «Certains aspects de l'utilisation des lignites à des fins énergétiques»	3	642
PĂNOIU N. et GHIA V., Recherches expérimentales sur l'emploi des gaz naturels dans les foyers turbulents	4	827
RĂDULEŢ REMUS, De l'activité de l'Institut d'Énergétique durant l'année 1959	3	635
TEODORESCU L., Installation pour l'étude de la loi d'injection	2	430
VASILESCU C. A., Discussion des problèmes concernant les méthodes de recherche scientifique	3	640
COMPTES RENDUS		

LUCRĂRI APĂRUTE ÎN EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

ELECTROTEHNICĂ

I. S. GHEORGHIU, AL. FRANSUA, A. MORARU, **Determinarea forţelor axiale în transformatorii electrici de mare putere**, 160 p., 5,75 lei.

C. I. BUDEANU, **Sistemul practic general de mărimi şi unităţi**, 140 p., 8,70 lei.

MATEI MARINESCU, PAUL APOSTOL, **Difuzoare electrodinamice**, 200 p., 9 lei

TUDOR TĂNĂSESCU, **Manual de tuburi şi circuite electronice**, 476 p. + 7 pl., 34 lei.

GH. CARTIANU, **Modulaţia de frecvenţă**, 451 p. + 5 pl., 31 lei.

C. I. PENESCU, **Automatica şi telemecanica sistemelor energetice**, vol. I, 787 p. +15 pl., 52,50 lei. ; vol. II, 374 p., 35,72 lei.

CEZAR PARTENI ANTONI, ION S. ANTONIU, **Comportarea maşinilor electrice la unda de şoc**, 201 p., 12,50 lei.

ION S. ANTONIU, **Chestiuni speciale de electrotehnică**, 730 p., 27,10 lei.

D. BUIMOVICI, **Studiul cîtorva proprietăţi ale ligniţilor din R.P.R. şi ale semicocsului lor**, 112 p., 3,90 lei.

METALURGIE

ELENA LĂBUŞCĂ, **Introducere în metalurgia pulberilor**, 289 p., 13,50 lei.

MECANICĂ APLICATĂ

E. CARAFOLI, **Aerodinamica vitezelor mari (fluide compresibile)**, 708 p. + 2 pl. 47 lei.

E. CARAFOLI, T. OROVEANU, **Mecanica fluidelor**, 2 volume : vol. I, 276 p., 7 lei, vol. II, 412 p., 21,15 lei.

N. N. PATRAULEA, **Aerodinamica suprafeţelor permeabile**, 175 p., 16,25 lei.

N. TIPEI, **Hidro-aerodinamica lubrificaţiei**, 696 p., 37 lei.

Pentru a vă asigura o colecție completă și primirea la timp a revistei, reînnoiți abonamentul dv. pentru anul 1961.

ABONAMENTELE SE FAC LA OFICIILE POȘTALE, AGENȚIILE POȘTALE, FACTORII POȘTALI ȘI DIFUZORII VOLUNTARI DIN ÎNTREPRINDERI ȘI INSTITUȚII.

Din

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

au apărut :

anul I, 1951, 4 n-re (2 n-re duble: nr. 1—5, 5 lei; nr. 3—4, 4 lei);
anul II, 1952 (6 lei);
anul III, 1953 (8 lei);
anul IV, 1954 (5 lei);
anul V, 1955, 4 n-re (2 n-re duble a 5 lei);
anul VI, 1956, 4 n-re (nr. 1 — 2, dublu, 10 lei; nr. 3 şi 4 a 5 lei);
anul VII, 1957, 4 n-re (a 5 lei);
anul VIII, 1958, 4 n-re (a 6 lei);
anul IX, 1959, 4 n-re (a 7 lei);
anul X, 1960, primele 3 n-re (a 7 lei).

Numerele se pot comanda, direct sau prin poştă, prin

LIBRĂRIA ACADEMIEI R.P.R.
Bucureşti, Calea Victoriei nr. 27.

Numerele curente se găsesc de vînzare la orice librărie ştiinţifică din ţară.

Abonamentele se fac la oficiile poştale, prin factorii poştali şi difuzorii voluntari din întreprinderi şi instituţii.

Pentru străinătate, cererile de numere izolate sau de abonamente se fac prin Întreprinderea de stat pentru comerţ exterior „Cartimex" I.S.C.E., str. Aristide Briand nr. 14, sau Căsuţa poştală 134—135, Bucureşti.

I. P. 2, c. 3808

Lei 7.—

$\xi = 0{,}83$

Diagrama energie internă totală - temperatură $u_t - T$ pentru gazele rezultate prin arderea în aer a combustibilului $(CH_2)_x$ cu excesul de aer $\xi = 0{,}83$

u_t - *energie internă totală față de 0°K [kcal/kg]*
p - *presiune [kgf/cm²]*
T - *temperatură absolută [°K]*
R - *constanta gazului [kgm/kg °K]*
ξ - *coeficientul excesului de aer*

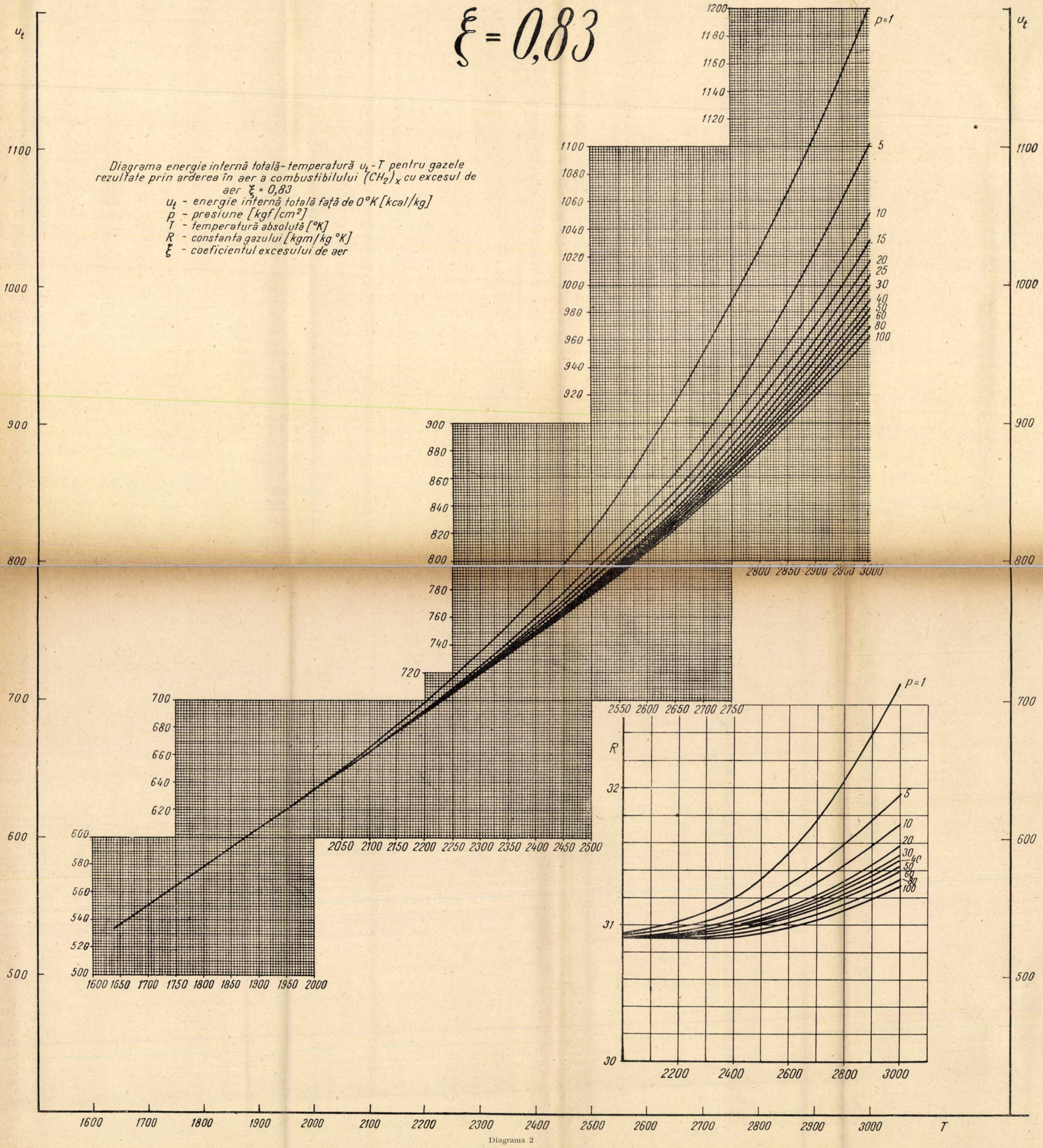


Diagrama 2

$\xi = 1$

Diagrama energie internă totală - temperatură u_t - T pentru gazele rezultate prin arderea în aer a combustibilului $(CH_2)_x$ cu excesul de aer $\xi = 1$

u_t - energie internă totală față de 0°K [kcal/kg]
p - presiune [kgf/cm²]
T - temperatură absolută [°K]
R - constanta gazului [kgm/kg°K]
ξ - coeficientul excesului de aer

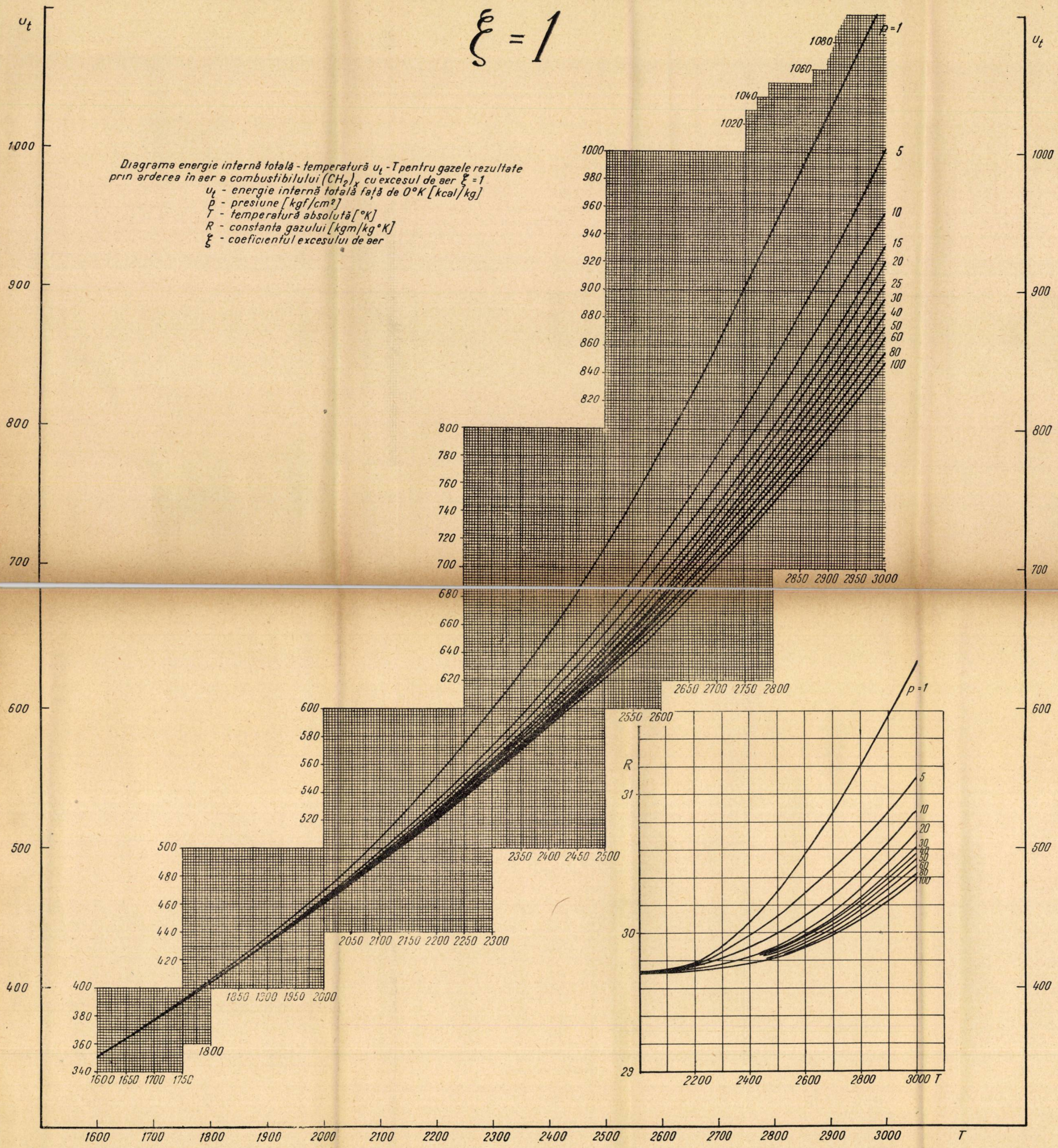


Diagrama 4

$\xi = 0{,}91$

Diagrama energie internă totală - temperatură $u_t - T$ pentru gazele rezultate prin arderea in aer a combustibilului $(CH_2)_x$ cu excesul de aer $\xi = 0{,}91$

u_t - energie internă totală față de 0°K [kcal/kg]
p - presiune [kgf/cm²]
T - temperatură absolută [°K]
R - constanta gazului [kgm/kg °K]
ξ - coeficientul excesului de aer

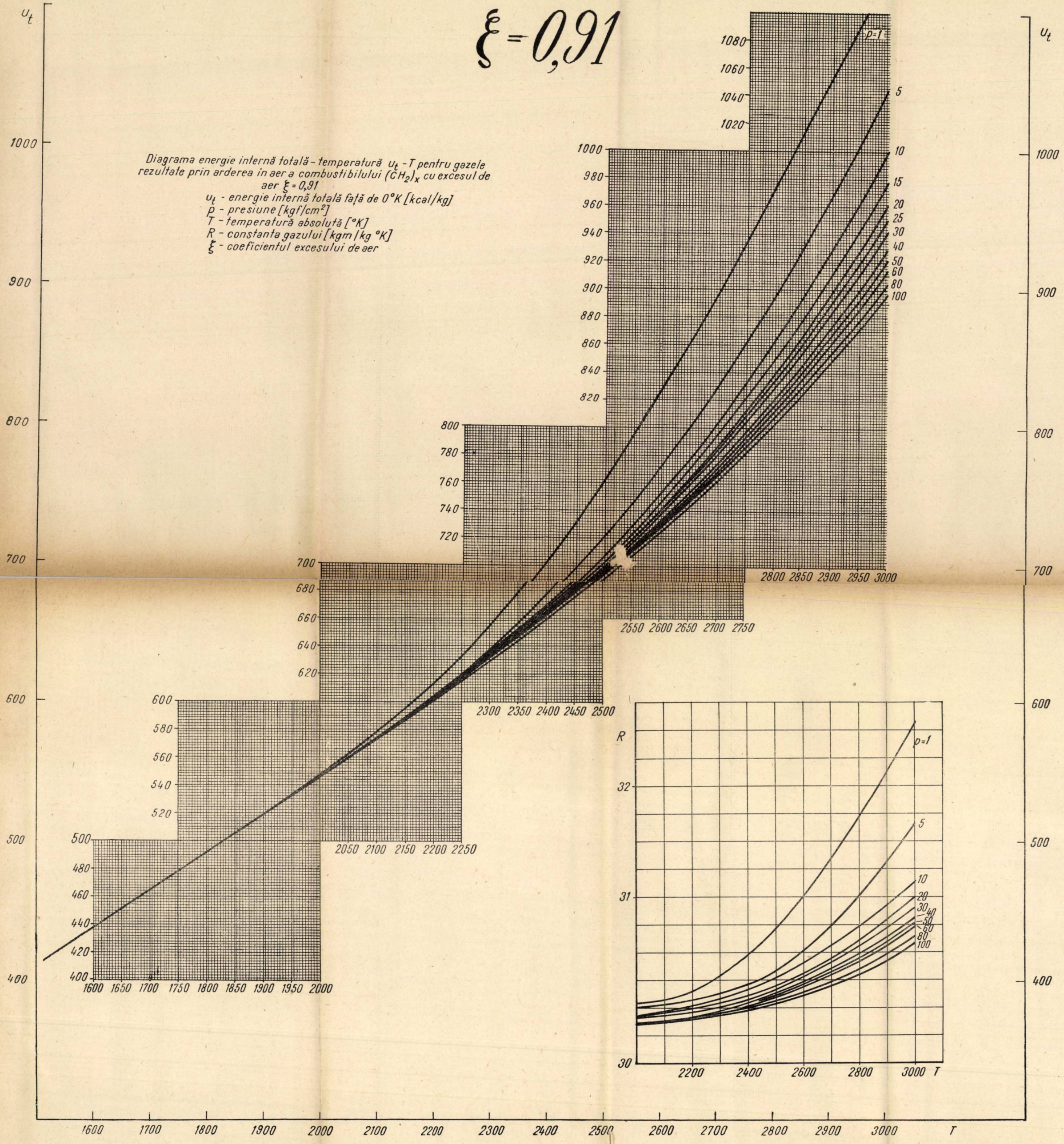


Diagrama 3

$\xi = 1{,}11$

Diagrama energie internă totală - temperatură u_t - T pentru gazele rezultate prin arderea în aer a combustibilului $(CH_2)_x$ cu excesul de aer $\xi = 1{,}11$

u_t - *energie internă totală față de 0°K [kcal/kg]*
p - *presiune [kgf/cm²]*
T - *temperatură absolută [°K]*
R - *constanta gazului [kgm/kg °K]*
ξ - *coeficientul excesului de aer*

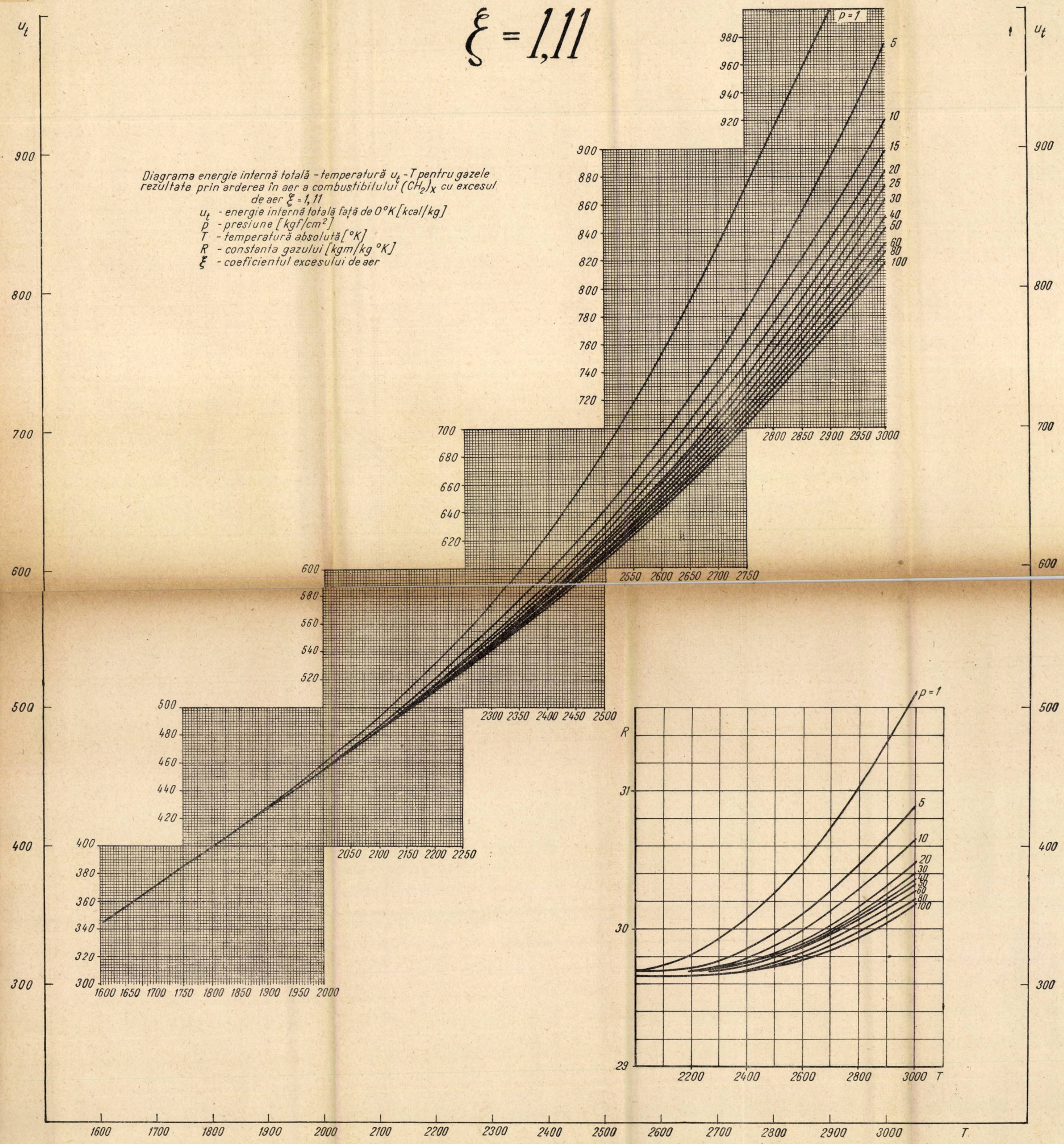


Diagrama 5

$\xi = 1{,}25$

Diagrama energie internă totală - temperatura u_t - T pentru gazele rezultate prin arderea în aer a combustibilului $(CH_2)_x$ cu excesul de aer $\xi = 1,25$

u_t - *energie internă totală față de 0°K [kcal/kg]*
p - *presiune [kgf/cm²]*
R - *constanta gazului [kgm/kg °K]*
ξ - *coeficientul excesului de aer*

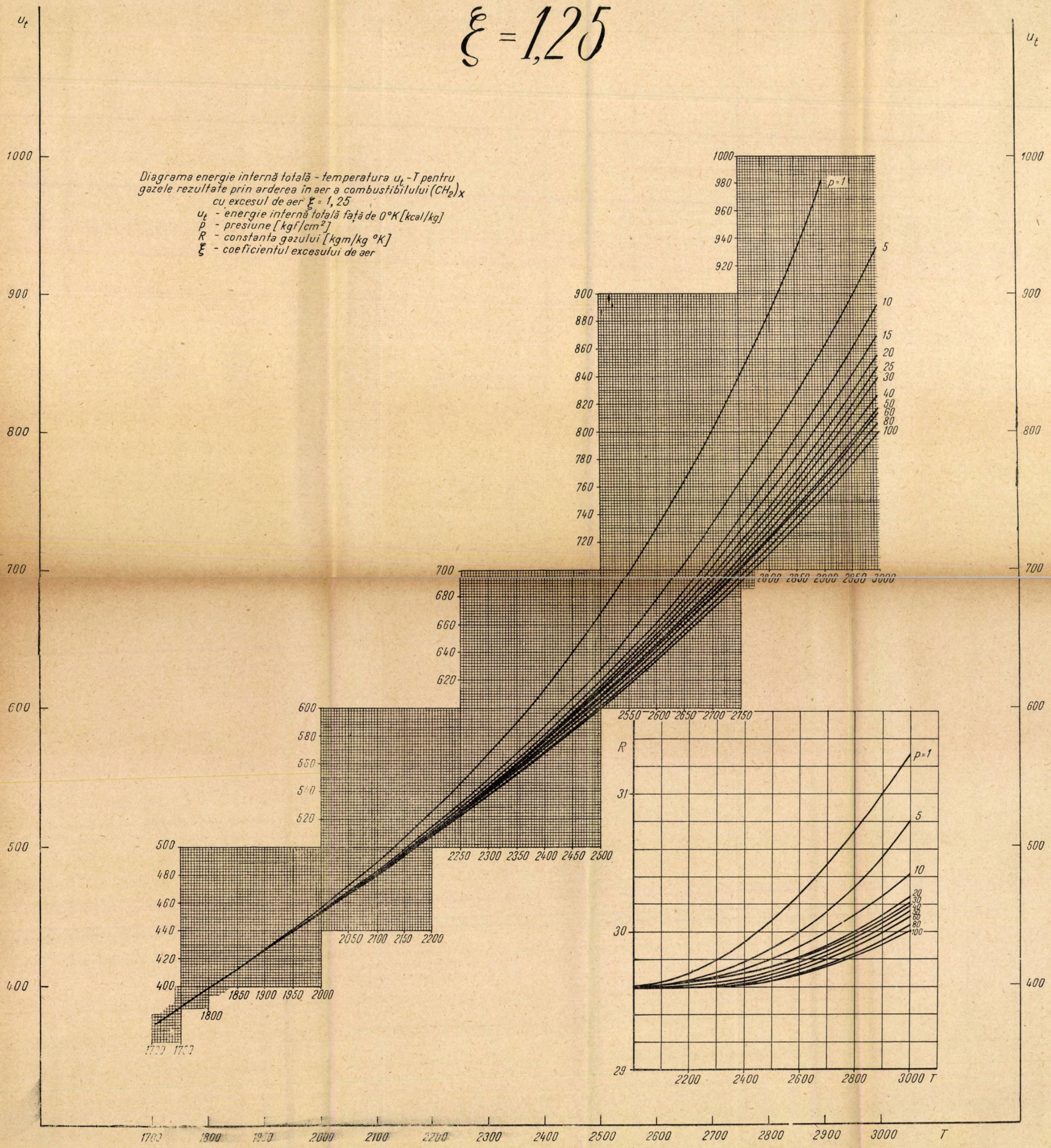


Diagrama 6